

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta Strojní
Výrobní stroje a zařízení

Návrh mechanismu pro navíjení lana na buben

Mechanism Design for Rope Winding on the Drum

Student:

Bc. Vladimír Nepor

Vedoucí diplomové práce:

Dr.Ing. Jaroslav Melecký

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vladimír Nepor**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Návrh mechanismu pro navíjení lana na buben**
Mechanism Design for Rope Winding on the Drum

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení diplomové práce vypracujte návrh mechanismu pro navíjení lana na buben. Zařízení musí zajistit vratný pohyb lana při jeho navíjení.

Diplomová práce bude obsahovat:

- analýzu a řešení dané problematiky
- konstrukční návrh jednotlivých uzlů podložený příslušnými technickými výpočty
- zpracujte variantní řešení s uvedením výhod a nevýhod
- volbu pohonu řešeného mechanismu
- návrh způsobu mazání
- 3D model celého zařízení ve vhodném CAD systému
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Při řešení diplomové práce vezměte v úvahu následující parametry:

- průměr lana 33,5 mm
- rychlost navíjení lana 120 m.min⁻¹
- síla působící v laně cca. 700 kN
- průměr bubnu 700 - 800 mm
- rozteč sousedních lan 40 mm
- počet vrstev: min. 4
- počet závitů vrstvy: 32

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení diplomové práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
JEŘÁBEK, K., VOŠTOVÁ, V., HELEBRANT, F. *Provoz a údržba strojů I. Provoz strojů*. ČVUT v Praze 2001. 193 s. ISBN 80-01-02418-0.
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

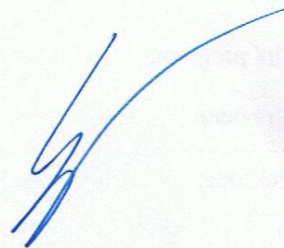
Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě*10.5.2018*.....

Vladimír Nepon
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 -školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сже́днано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сже́днано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 10.5.2018

Vladimir Nepor

.....
podpis

Bc. Vladimír Nepor

Luká 145

783 24 Slavětín

Poděkování

Touto formou bych chtěl poděkovat panu Dr.Ing. Jaroslavu Meleckému za cenné rady, které mi poskytl během vypracovávání této práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NEPOR, V. Návrh mechanismu pro navíjení lana na buben. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2018, 51 s. Vedoucí práce Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Mechanismus vedení a vícevrstvého navíjení lana na buben se skládá ze 2 částí. Tato diplomová práce se zabývá mechanismem přímého vedení lana na buben, tj. částí před bubnem. Problematika samotného namotávání a uchovávání lana na bubnu je řešena okrajově v rámci nezbytného minima pro správnou funkci zařízení.

Úvod práce obsahuje náhled do problematiky a stručné porovnání používaných řešení. Na základě rešerše je poté navrhnut a zvolen optimální design. Ten zahrnuje aplikaci Diamantového šroubu.

Hlavní část práce se zabývá analytickými výpočty klíčových komponent. Závěr práce je věnován návrhu pohonu zařízení.

Součástí diplomové práce je 3D model celého zařízení včetně výkresové dokumentace řešených komponent.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

NEPOR, V. Mechanism Design for Rope Winding on the Drum. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Manufacturing Machines and Equipment, 2018, 51 p. Thesis head: Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Mechanism of rope multi-layer winding on the drum is composed of 2 parts. This diploma thesis is focused for the mechanism of direct winding, i.e. the part in front of the drum. The problem of roping and storing of the rope on the drum is solved marginally within a necessary required minimum for proper operation of the device.

The introduction of the thesis provides a review of the solving problem and a brief comparison of existing solutions being in used. Based on the research, there is design of few possible solutions. After considering suitability of the designs, there is one selected using the Diamond screw mechanism for its function.

The main part deals with analytical calculations of the key components. The conclusion of the thesis is devoted to the design of the device drive.

The diploma thesis further contains a 3D model of the whole device including drawing documentation of solved components.

Obsah

1. Úvod	3
2. Přehled současných řešení	4
2.1 Vedení lana pomocí proměnného úhlu navíjení	4
2.2 Mechanismus navíjení pomocí Diamantového (samovratného) šroubu	6
3. Volba designu vlastního zařízení	8
3.1 Volba vodícího mechanismu	8
3.2 Volba bubnu	10
3.3 Volba pohonu	12
4. Návrh vlastního zařízení	13
4.1 Volba rozměrů a otáček bubnu	13
4.1.1 Volba rozměrů bubnu	13
4.1.2 Volba otáček bubnu	15
4.2 Volba vodících válečků podavače lana	16
4.2.1 Horizontální vodící kladky	17
4.2.2 Vertikální vodící válečky	20
4.3 Ložiska vodících válečků	25
4.3.1 Ložiska horizontálních vodících kladek	25
4.3.2 Ložiska vertikálních válečků	26
4.4 Nosné tyče	28
4.5 Diamantový šroub	31
4.6 Kinematika vodícího zařízení	42
4.7 Volba pohonu	43
5. Mazání a údržba	46
6. Navržené zařízení	47
7. Závěr	48
8. Seznam použité literatury	49
9. Seznam příloh	51

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Popis veličiny	Jednotka
A,B,C,D	Reakční síly	[N]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
C_0	Základní statická únosnost	[N]
D	Průměr	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_K, F_v	Silový účinek lana	[N]
F_L	Síla v laně	[N]
F_O	Osová síla	[N]
F_R	Radiální zatížení	[N]
J	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
L_{VZP}	Vzpěrná délka	[mm]
L_{10H}	Dynamický výpočet ložiska	[hod]
M, M_O	Ohybový moment	[N · mm]
M_k	Kroutící moment	[N · mm]
P	Radiální ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
R	poloměr	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu materiálu	MPa
S	Plocha	[mm ²]
S_0	Statický Koeficient bezpečnosti ložiska	[-]
W_O	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
a,b,c,e	Délkové rozměry	[mm]
d	Průměr	[mm]
i	Počet střižných ploch	[-]
i_p	Převodový poměr	[-]
j	kvadratický poloměr průřezu jádra šroub	[mm ⁴]
k	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]

k_d	Dynamická bezpečnost	[-]
l	Délka tyčového objektu	[m]
n_B	Otáčky bubnu	[min ⁻¹]
n	Číslo vrstvy lana, otáčky	[-],[min ⁻¹]
p_d	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p	Napětí v tlaku	[MPa]
t_p	Rozteč	[mm]
q	Spojité působení síly	[N/mm ²]
r	Poloměr	[mm]
t	Tloušťka	[mm]
v	Navíjecí rychlost	[m · min ⁻¹]
z	Počet zubů	[-]
λ	Koeficient štíhlosti	[-]
π	Matematická konstanta	[-]
Δ	Osová vzdálenost	[mm]
α	Součinitel koncentrace napětí, úhel	[-],[°]
β	Vrubový součinitel, úhel	[-],[°]
φ	Úhel	[°]
ε_p	součinitel kvality povrchu	[-]
ν_σ	součinitel velikosti součásti	[-]
σ	Napětí v ohybu / tahu	[MPa]
σ_d	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_d	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_h	horní napětí provozního cyklu	[MPa]
τ_{hc}^*	horní mez únavy materiálu skutečné součásti	[MPa]
τ_{hc}	základní mez únavy hladkého vzorku	[MPa]

1. Úvod

Navíjecí mechanismus je jednoduchý mechanický mechanismus vedení a navíjení navíjeného, zpravidla pružného dlouhého tělesa kruhového průřezu do prostoru určeného k jeho uchování pro případ práce, skladování, nebo převozu.

Navíjecí mechanismus je uplatňován v široké škále provozů a operací, od základních samonavíjecích mechanismů u navíjení elektrického kabelu vysavačů, přes důmyslně řešené navíjení vlasce v případě navijáků rybářských prutů, různé typy navijáků používaných na palubách jachet a jevištích divadel, až po výkonné a strojově poháněné navijáky pro doly, stavby, jeřáby, vyprošťovací techniku a jiné.

Základními prvky navijáku jsou buben, zařízení vedení lana na buben a mechanismus vyvolující rotační pohyb bubnu nutný pro navíjení a odvíjení lana nebo kabelu. Podle velikosti zařízení, druhu provozu a především délky lana se volí mechanismus vedení lana na buben obecný (průvlaky lana), korigující lano pouze v rámci vymezeného prostoru, nebo s přesným vedením, který lano navíjí v přesně vymezených drahách a umožňuje plynulejší a rovnoměrnější navinutí lana na buben. V případech, kdy je vyžadováno velmi přesné navíjení, případně vícevrstvé navíjení, mechanismus vedení lana je přítomen i na samotném bubnu ve formě před-vytvořených drážek pro lano.



Obr.č.1.1 Ukázka aplikací s navíjecím mechanismem lana

Tato diplomová práce se bude zabývat návrhem navíjecího mechanismu lana o průměru 33,5 mm pro provoz vyžadující přesné vedení lana ve více vrstvách. Celková délka navinutého lana bude alespoň 400 metrů a lano bude zatěžováno maximální silou 700 000N v pracovním rozsahu vstupujícího lana $\pm 25\%$ vertikálně a $\pm 20\%$ horizontálně.

2. Přehled současných řešení

V aplikacích s požadavkem vícevrstvého navíjení lana na buben je nezbytné vynutit reversní pohyb lana namotávaného na buben. Toho je možné dosáhnout vratným pohybem bubnu, nebo jednodušeji, nuceným vedením lana na buben.

V průmyslovém odvětví se k vedení lana na buben využívá buď mechanismus pracující se stupněm navíjení (kapitola 2.1), nebo mechanismus tzv. samostatně vratného šroubu (kapitola 2.2).

Volba funkčního mechanismu navíjení a ukládání lana na buben je klíčová z hlediska životnosti, spolehlivosti, plynulosti a v neposlední řadě i bezpečnosti provozu daného zařízení.

V případě navíjení lana do více vrstev je potřeba pamatovat i na minimální napětí v laně kolem 1-2% maximálního přípustného napětí zajišťujícího neměnné uložení omotávek lana na bubnu.

Následující podkapitoly znázorňují možná řešení vedení lana vhodná pro průmyslový provoz.

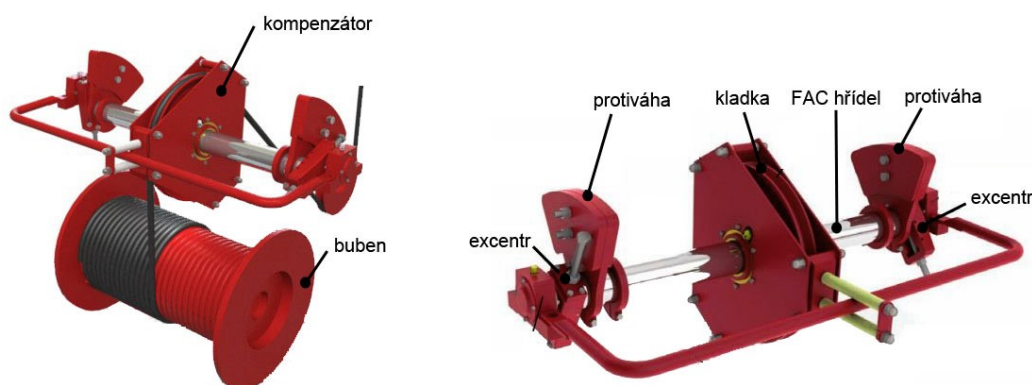
2.1 Vedení lana pomocí proměnného úhlu navíjení

Přesného navíjení lana na buben lze docílit pomocí zařízení usměrňujícím úhel přicházejícího lana na buben. Úhel, pod kterým je v tomto případě lano na buben přiváděno je klíčový pro správné namotávání lana. Úhel navíjení je definován jako úhel lana mezi hlavní kladkou a přírubou bubnu. Velikost tohoto úhlu je odvislá od složení lana a doporučení na správný rozsah se lehce liší. Společnost Lebus udává na základě dlouhodobého sledování a zkušeností ideální úhel navíjení v rozmezí od $0,25^\circ$ do $1,25^\circ$. [1]

V případě, kdy je navíjecí úhel příliš velký, lano má sklon jednotlivé namotávky lana na bubnu zařazovat s větším rozestupem. Naopak v případě navíjecího úhlu příliš nízkého, lano nemá dostatečnou setrvačnost pro omotávání se do dalších namotání a získává tendenci se vrstvit dříve, než je žádoucí. V obou případech, při nesprávném namotání lana na bubnu dochází ke vzniku nadměrného opotřebení lana společně s vznikem značného zatížení bubnu vlivem špatného rozložení sil vyvozených silou v laně na buben.

Kompenzátor úhlu navíjení

Kompenzátor úhlu navíjení je nedílnou součástí mechanismu vedení lana na buben pod proměnným úhlem. Celý mechanismus je zjednodušeně znázorněn na obr. č.2.1.



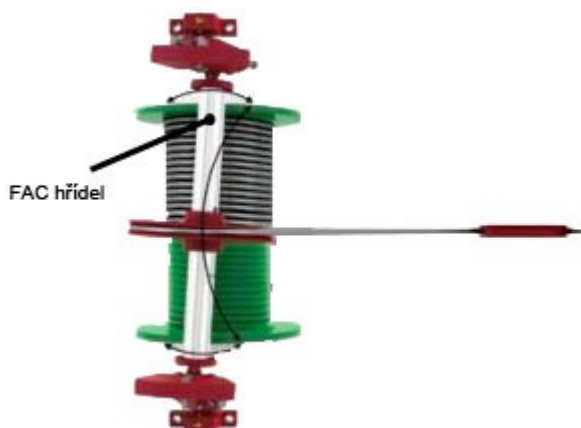
a) Sestava kompenzátoru s bubnem

b) popis částí kompenzátoru

Obr.č.2.1 Přesné vedení lana na buben pomocí kompenzátoru [2]

Kompenzátor úhlu navíjení lana je poháněn pohybem lana při jeho průchodu přechodovými úseky bubnu. FAC hřídel se při namotávání a odmotávání lana pomalu pohybuje a tím umožňuje kladce a excentrům na něm umístěným v pohybu posouvajícím kladku do správného úhlu i prostoru. Kladka samotná se pohybuje po FAC hřídeli horizontálně průběžně s jednotlivými omotávkami lana a navíc je pohybem excentrů natočena vždy tak, aby bylo dosaženo namotávání lana na buben pod správným úhlem. Výsledná křivka pohybu kladky je oblouk.

Výhodou daného řešení je, že není potřeba mechanické vazby mezi kompenzátozem a bubnem. Hybnost kompenzátoru při práci je znázorněna na obr.č. 2.2.



Obr.č.2.2 Vyznačení pohybu kladnice s kladkou [2]

2.2 Mechanismus navíjení pomocí Diamantového (samo-vratného) šroubu

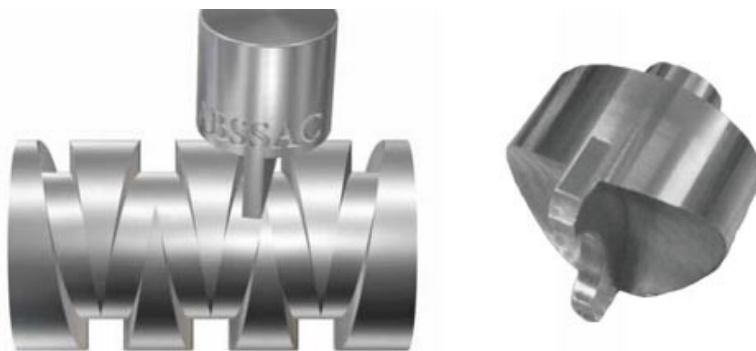
Mechanismus Diamantového šroubu se skládá z tělesa šroubu, objímky šroubu a elementu převádějícího rotační pohyb šroubu na posuvný pohyb objímky.

Diamantový šroub, běžně nazývaný self-reversing screw (samo-vratný šroub), je speciální nenormalizovaný šroub s nekonečnou délkou závitu o nenormalizovaného průřez. Je uložen v ložiscích a na jedné straně zpravidla zakončen válcovým koncem hřídele.

Objímka Diamantového šroubu je tuhým tělesem s vymezeným stupněm pohybu nosnými tyčemi a vzdáleností mezi krajními závity Diamantového šroubu. Ve svém nitru obsahuje element pro přesnost rotačního pohybu šroubu na posuvný pohyb objímky.

Přenos sil pomocí jezdce:

Těleso jezdce je znázorněno na obr.č.2.3. Funkčnost jezdce spočívá v jeho otočném upevnění pomocí ložiska v objímce. Při rotačním pohybu šroubu se ploutev jezdce pohybuje v drážce šroubu a převádí tak rotační pohyb šroubu na posuvný pohyb objímky.



Obr.č.2.3 Mechanismus jezdce a Diamantového šroubu [3]

Přenos sil pomocí kuliček:

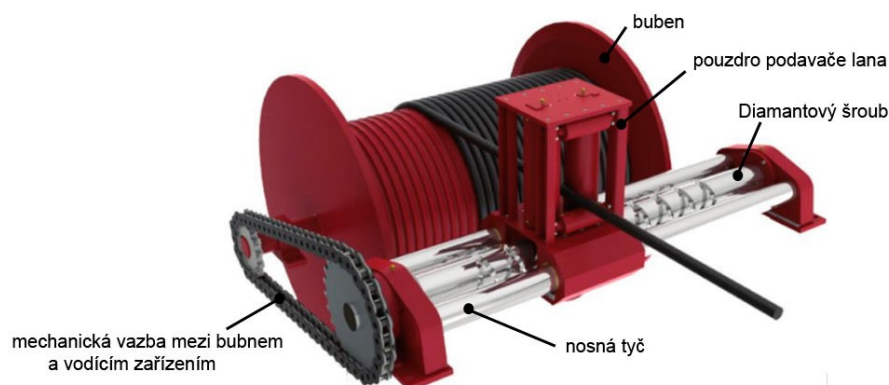
Princip přenosu rotačního pohybu šroubu na posuvný pohyb objímky spočívá v tvrzených kuličkách pohybujících se ve vyhrazeném prostoru v objímce. Mechanismus je znázorněn na obr.č.2.4. vpravo. Výhodou mechanismu je přenos prostřednictvím valivé vazby, díky čemuž je dosaženo nižšího tření v závitu oproti mechanismu s kluzným uložením (přenos pomocí jezdce). Díky nižšímu tření stoupá životnost zařízení a plynulost chodu.



Obr.č.2.4 Převod rotačního pohybu na posuvný pomocí kuliček [18]

Materiál mechanismu s Diamantovým šroubem se volí individuálně v závislosti na místě a druhu užití. Používají se materiály kovové i nekovové. Od měkkých ocelí až po slitiny titanu vhodnými svými vlastnostmi pro aplikace v arktickém prostředí, případně na moři.

Mechanismus navíjení lana pomocí Diamantového šroubu je vhodný při navíjení extrémně těžkých kabelů, až tisíce metrů dlouhých. Mechanismy obsahující Diamantový šroub mohou být čistě mechanické, stejně jako sofistikované, využívající počítačové řízení. Mechanická varianta je znázorněna na obrázku č.2.5



Obr č.2.5. Mechanismus navíjení pomocí Diamantového šroubu [2]

Popis funkce

Lano je na buben vedeno skrz pouzdro podavače lana zahrnující vertikální a horizontální vodící válečky umožňující korekci a pohyb lana ve vymezeném poli horizontálně i vertikálně. Příčný posuv tělesa podavače lana je vymezen nosnými tyčemi a vyvozen prostřednictvím spojení objímky a Diamantového šroubu.

Ve většině aplikací se používá mechanického spojení mezi bubnem a podavačem. Mechanická vazba je navržena s ohledem na potřebu docílení synchronizovaného a přesného vedení lana nezbytného pro správné a bezpečné navíjení. V aplikacích na moři fungují spolehlivě mechanismy s navíjením lana až v 46 vrstvách [5].

3. Volba designu vlastního zařízení

Sekce volby designu se bude věnovat porovnání možných variant a řešení jednotlivých komponent navíjecího mechanismu. Výpočet vybraného řešení navíjecího mechanismu bude zpracováno v kapitole 4.

Celý mechanismus navíjení bude navržen s čistě mechanickým řízením, t.j. s výhodou jednodušší údržby a mnohem nižšího rizika poruchy.

Pohyb podavače lana bude zkonstruován a navržen tak, aby byl kompatibilní s drážkováním na bubnu. Tím vznikne perfektní řízené zařazování lana na buben umožňující navíjení ve více vrstvách pro všechna lana přibližující se referenčnímu průměru lana.

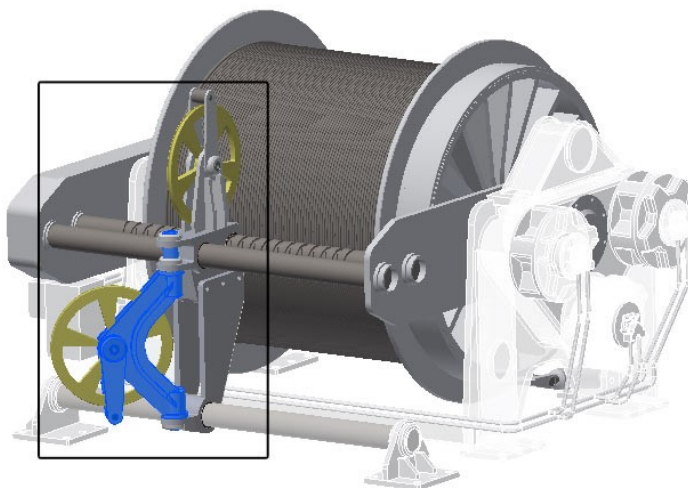
3.1 Volba vodícího mechanismu

Vratné vedení lana na buben bude řešeno pomocí Diamantového šroubu s jezdcem. Jedná se o nejpoužívanější způsob převodu pohybu.

Variantní řešení pouzdra podavače lana:

1. Varianta 1

Podavač lana se pohybuje po nosných tyčích a je složen ze 2 částí. Horní pevná část podavače opatřena kladkou vede lano na buben, spodní část podavače, rozšířena otočnou konzolí s kladkou, je vstupní částí lana do podavače. Mezi kladkami lano prochází středem dutého čepu kloubového uložení otočné konzole.



Obr. č. 3.1 Variantní řešení podavače č. 1 [6]

Výhodou tohoto řešení je nižší opotřebení lana vlivem možnosti použití kladek většího průměru a přesnější vertikální vedení lana.

Nevýhodou je vznik přidavných momentů působícího na nosné tyče při průchodu lana podavačem. Existence tohoto momentu zvyšuje potřebu zvýšené tuhosti celého zařízení, zvedá cenu i celkové rozměry. Z toho důvodu je varianta 1 vhodná do aplikací s nižšími zatíženími v laně.

2. Varianta 2

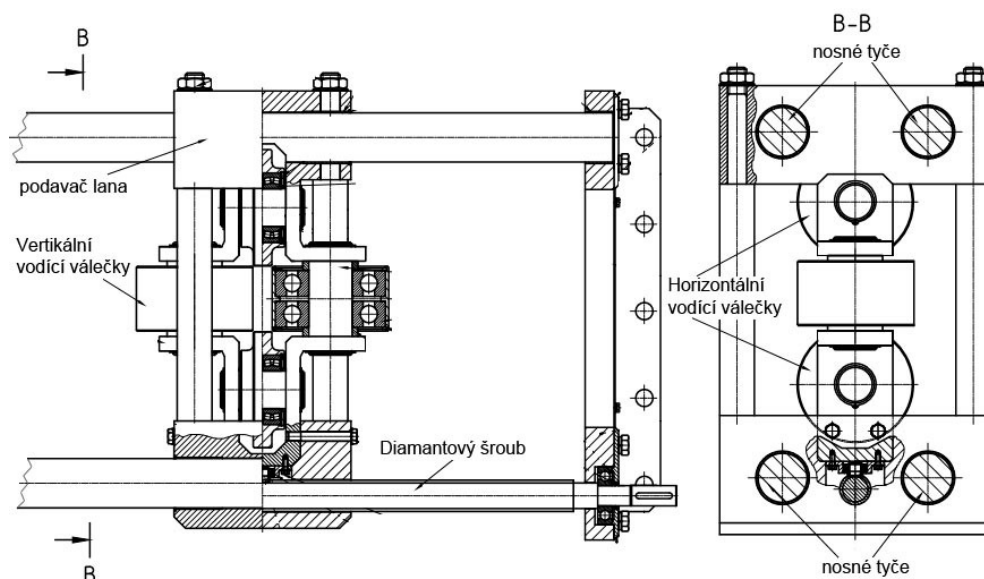
Podavač lana v případě varianty 2 je poloviční a díky své konstrukci přenáší jen síly při navíjení lana v nepřímém směru. Přenášející síla je přitom definována úhlem, pod kterým je lano navíjeno. Základní vzhled podavače je znázorněn na obrázku č. 2.5 - Mechanismus navíjení pomocí Diamantového šroubu.

Podavač lana musí být umístěn vždy v přední části bubnu ve směru navíjeného lana, a to buď v poloze pevné, případně otočné v určitém rozsahu kolem bubnu.

Podavač je složen z dvojice vertikálních a horizontálních vodících válečků. Vertikální válečky vedou lano v horizontálním směru synchronně s drážkami bubnu. Jejich funkční výška je rovna výšce konečného počtu vrstev lana. Válečky horizontální vymezují prostor mezi minimální a maximální vrstvou navinutého lana.

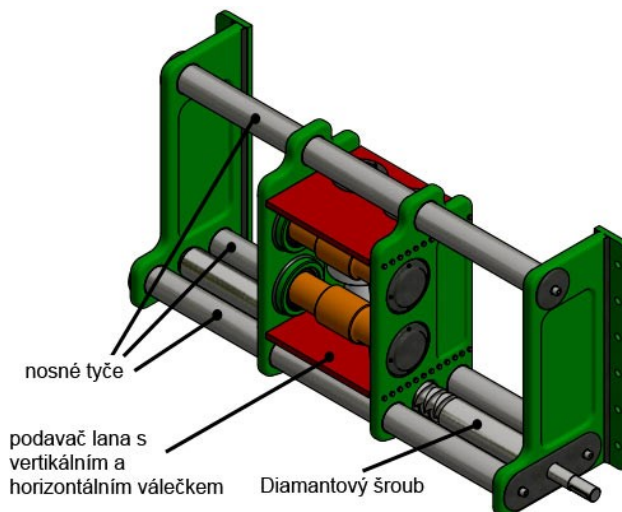
Vlivem nižšího zatížení válečků oproti variantě 1, a tedy i potřebě méně tuhé konstrukce navíjecího mechanismu, budu v rámci této práce pokračovat a dále rozvíjet právě toto řešení.

Design podavače lana lze řešit mnoha způsoby dle aktuálních potřeb a možností. Na obrázku č. 3.2 je zobrazen podavač s vodícími válečky v jedné řadě, nesený 4 nosnými tyčemi. Výhodou tohoto řešení je menší prostor zástavby, nevýhodou složitější přístup k jednotlivým komponentám zařízení.



Obr.č. 3.2 Variantní řešení podavače č.2

Na obrázku č. 3.3 je zobrazen podavač s vodícími válečky ve 2 řadách, nesený na 3 nosných tyčích. V případě této varianty není zajištěno zcela hladké navíjení lana přicházejícího současně v limitním úhlu ve směru horizontálním i vertikálním.



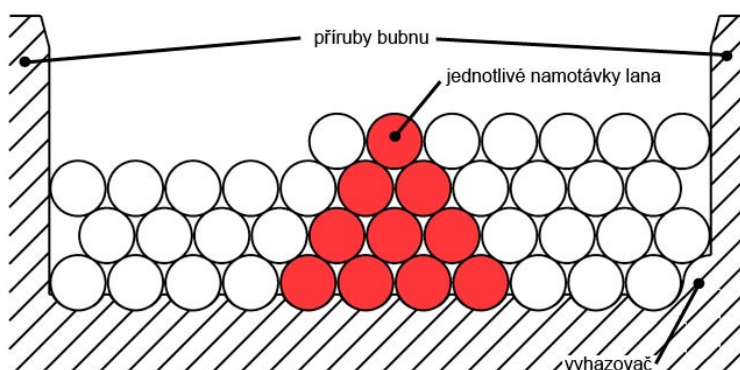
Obr.č.3.3 Variantní řešení podavače č.3

Finální návrh, definovaný kapitolou 4, bude vycházet z kombinace řešení znázorněných výše. Návrh bude klást důraz na maximální životnost lana, snadnou údržbu a minimální rozměr.

3.2 Volba bubnu

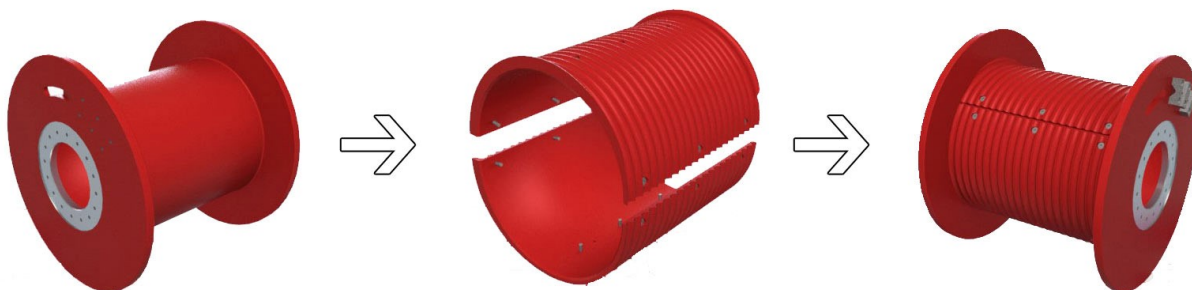
Buben je zásobník namotaného lana a zároveň součást, jejímž prostřednictvím je přenášen tah do lana při navíjení. Pro správné rozložení sil z lana na buben je vyžadováno přesné a rovnoměrné namotání lana na buben. Toho je docíleno synchronizovaným pohybem podavače s drážkami pro lano vytvořenými na bubnu.

Lano je na buben navíjeno ve více vrstvách, přičemž poloha omotávek lana první vrstvy je definována vytvořenými drážkami na povrchu bubnu, a každá další vrstva lana je poté namotávána do vedení vzniklým předešlou vrstvou lana. Dochází k tzv. efektu pyramidového navíjení. Viz obr. č. 3.4.



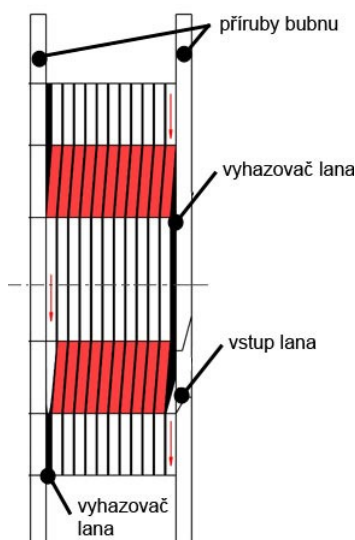
Obr.č. 3.4 Vedení jednotlivých vrstev lana [7]

Buben je těleso skládající se z tělesa bubnu, přírub bubnu, a funkční části bubnu spojených dohromady buď šrouby, nebo svarem. Vrchní funkční část bubnu, v našem případě již s vytvořenými drážkami pro vedení lana, může být trvalou součástí bubnu, případně řešena vyměnitelnými pláty umožňujícími efektivní a levnou změnu, případně obnovu drážek bubnu. Pláty jsou řešeny v identické dvojici, připevněny k tělesu bubnu šrouby, jak je tomu znázorněno na obr.č.3.5.



Obr.č.3.5 Spojení tělesa bubnu s pláty obsahující drážky pro vedením lana [7]

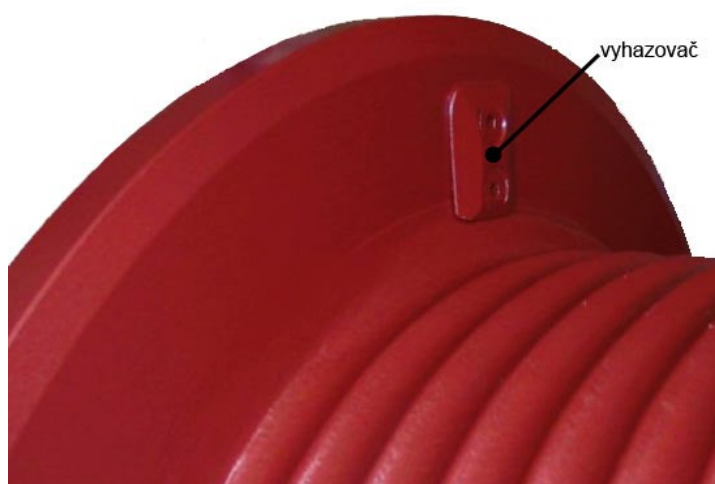
Pro zvýšení životnosti lana a plynulosti jeho namotávání na buben společnost Lebus používá originální systém bubnových drážek. Tento systém je znázorněn na obrázku č.3.6.



Obr.č.3.6 Systém namotávání lana na buben Lebus [7]

Z obrázku je patrné, že drážka vedení lana je v bílých plochách souvislá s přírubami bubnu, kdežto v červeně vyznačených částech se posouvá o velikost jedné drážky bubnu. Tímto způsobem je dopomáháno pozvolnému namotávání vrstev lana v jednotlivých vrstvách.

V případech, kdy pro přechod lana v rámci jednotlivých navíjecích vrstev není vyvozen dostatečný hybný moment lanem vedeným podavačem a zároveň drážkováním v bubnu nebo předešlými vrstvami lana, je možné lanu v tomto pohybu dopomoci tzv. vyhazovači přišroubovanými na přírubách bubnu. Jde o velmi levné a efektivní řešení. Spočívá v připevnění desek, znázorněných na obr.č. 3.7, na místa nutného přechodu, tzv. usednutí lana. Polohu těchto míst je jednoduché určit z před-vytvořených drážek na běhounu bubnu.



Obr.č.3.7 Vyhazovač přišroubovaný na přírubě bubnu [1]

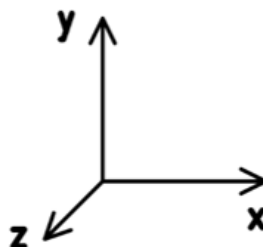
3.3 Volba pohonu

Naviják bude poháněn elektromotorem opatřeným převodovkou. Kroutící moment bude přenášen řetězovým převodem na hřídel bubnu a potažmo i na Diamantový šroub. Všechny převody budou obsahovat konstantní převodový poměr díky čemuž bude zajištěn přesný a synchronizovaný pohyb všech komponent. K pohonu celého zařízení bude použito jednoho elektromotoru.

4. Návrh vlastního zařízení

Kapitola 4 se zabývá skutečným návrhem zařízení dle zvoleného designu v kapitole 3. Je rozdělena do podsekcí řešících dílčí uzly zařízení. V úvodní kapitole je vyřešena kinematika a rozměry bubnu. Druhá kapitola pojednává o postupu volby čepů resistantních vůči napětí ve vodících válečkách. Ložiska, v nichž jsou čepy uloženy, jsou kontrolovány v samostatné podkapitole 3 z důvodu větší obsáhlosti definice funkčního spektra zařízení. Čtvrtá podkapitola obsahuje výpočet nosných tyčí grafickou metodou, která je pro daný případ nejvhodnějším a nejjednodušším řešením.

Výpočty v rámci kapitoly se budou řídit osovým souřadnicovým systémem vyobrazeným na obr.č.4.1.



Obr.č. 4.1. Osový souřadnicový systém

Definice pojmů:

Horizontální vodící kladky: korigují procházející lano podavačem ve vertikálním směru (rovina XY)

Vertikální vodící válečky: korigují lano procházející podavačem v horizontálním směru (rovina XZ)

4.1 Volba rozměrů a otáček bubnu

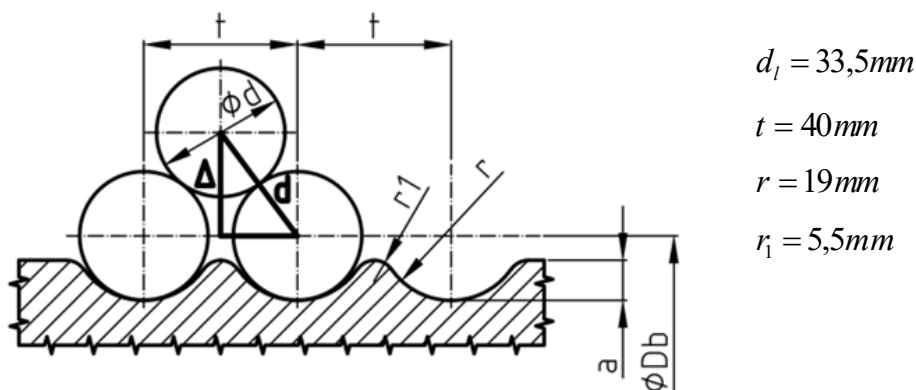
Buben je základní funkční komponenta a zároveň nejobjemnější komponenta navrhovaného zařízení. Rozměry a otáčky bubnu jsou z větší části definovány zadáním práce.

4.1.1 Volba rozměrů bubnu

Při volbě rozměrů se vychází z požadavků daných zadáním - průměr bubnu v rozmezí 700 až 800mm, průměr lana 33.5 mm a namotávání minimálně ve 4 vrstvách, přičemž každá z vrstev obsahuje 32 namotávek lana o rozteči 40 mm.

Volba rozměru lanových drážek bubnu

Vychází se z doporučených hodnot pro bubny jeřábů, zdvihadel a výtahů. Tyto hodnoty jsou dostupné ve Strojírenských tabulkách [8] na straně 572.



Obr.č. 4.2 Průměr namotávacích vrstev bubnu

1) Volba navíjecích průměrů bubnu

Průměr bubnu je funkční veličinou tvořící rameno, na němž působící síla v laně tvoří kroutící moment, který je nutné pro účely práce navijáku překonat pohonem mechanismu. Z toho důvodu je vhodné volit průměr bubnu nejmenší možný s ohledem na životnost lana. Průměr bubnu, jako takový, je dále definován jako namotávací průměr první vrstvy lana.

Při návrhu průměrů jednotlivých vrstev lana vycházíme z obrázku č. 4.2

Rozdíl mezi jednotlivými vrstvami lana:

V rámci pyramidového namotávání lana vzniká rozměrový pravoúhlý trojúhelník, z něhož lze odvodit osový rozdíl mezi dvěma na sobě ležícími vrstvami lana.

$$2 \cdot \frac{d_l}{2} = \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + \Delta^2} \quad (4.1)$$

$$\Delta = \sqrt{d_l^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2} = \sqrt{33,5^2 - \left(\frac{40}{2}\right)^2} = 26,875mm \quad (4.2)$$

Volba počtu vrstev lana:

$$n = 5 [-]$$

Při výpočtu průměrů jednotlivých vrstev lana se vychází ze vzorce:

$$D_n = D_1 + 2 \cdot (n-1) \cdot \Delta \quad (4.3)$$

Průměry namotávacích vrstev jsou poté následující:

$$D_1 = D_b = 700 \text{ mm} \quad (4.4)$$

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot 1 \cdot \Delta = 700 + 2 \cdot 26,875 = 753,75 \text{ mm} \quad (4.5)$$

$$D_3 = D_1 + 2 \cdot 2 \cdot \Delta = 700 + 4 \cdot 26,875 = 807,5 \text{ mm} \quad (4.6)$$

$$D_4 = D_1 + 2 \cdot 3 \cdot \Delta = 700 + 6 \cdot 26,875 = 861,25 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$D_5 = D_1 + 2 \cdot 4 \cdot \Delta = 700 + 8 \cdot 26,875 = 915 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Orientační výpočet maximální namotané délky lana na bubnu

Lano je na bubnu namotáno ve šroubovici, přičemž vždy poslední závit šroubovice dané vrstvy přechází do vyšší vrstvy Archimedovou spirálou. Orientační sumu délky šroubovitě namotaného lana v jednotlivých namotávacích vrstvách bubnu lze vypočítat následujícím způsobem:

$$l_L = 32 \cdot \left(\sqrt{(\pi \cdot D_1)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_2)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_3)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_4)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_5)^2 + p^2} \right) \quad (4.9)$$

$$l_L = 32 \cdot \left(\sqrt{(\pi \cdot 0,7)^2 + 0,04^2} + \sqrt{(\pi \cdot 0,754)^2 + 0,04^2} + \sqrt{(\pi \cdot 0,808)^2 + 0,04^2} + \sqrt{(\pi \cdot 0,861)^2 + 0,04^2} + \sqrt{(\pi \cdot 0,915)^2 + 0,04^2} \right) = 406 \text{ m} \quad (4.10)$$

4.1.2 Volba otáček bubnu

Vlivem konstantních jmenovitých otáček elektromotoru a mechanického převodu s konstantním převodovým poměrem mezi elektromotorem a bubnem jsou i otáčky bubnu konstantní. Rychlost navíjení je přitom funkcí namotávacího průměru aktuálně namotávané vrstvy lana. Pro naplnění podmínek zadání se uvažuje o navíjecí rychlosti $120 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ jako o střední rychlosti navíjení.

$$n_B = \frac{v}{\pi \cdot D_3} = \frac{120}{\pi \cdot 0,807016} = 47,33 \text{ min}^{-1} \quad (4.11)$$

Navíjecí rychlost jednotlivých vrstev lana

$$v_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_B = \pi \cdot 0,7 \cdot 47,33 = 104,1 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.12)$$

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_B = \pi \cdot 0,7535 \cdot 47,33 = 112 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.13)$$

$$v_3 = \pi \cdot D_3 \cdot n_B = \pi \cdot 0,807016 \cdot 47,33 = 120 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.14)$$

$$v_4 = \pi \cdot D_4 \cdot n_B = \pi \cdot 0,860524 \cdot 47,33 = 127,95 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.15)$$

$$v_5 = \pi \cdot D_5 \cdot n_B = \pi \cdot 0,914032 \cdot 47,33 = 135,91 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.16)$$

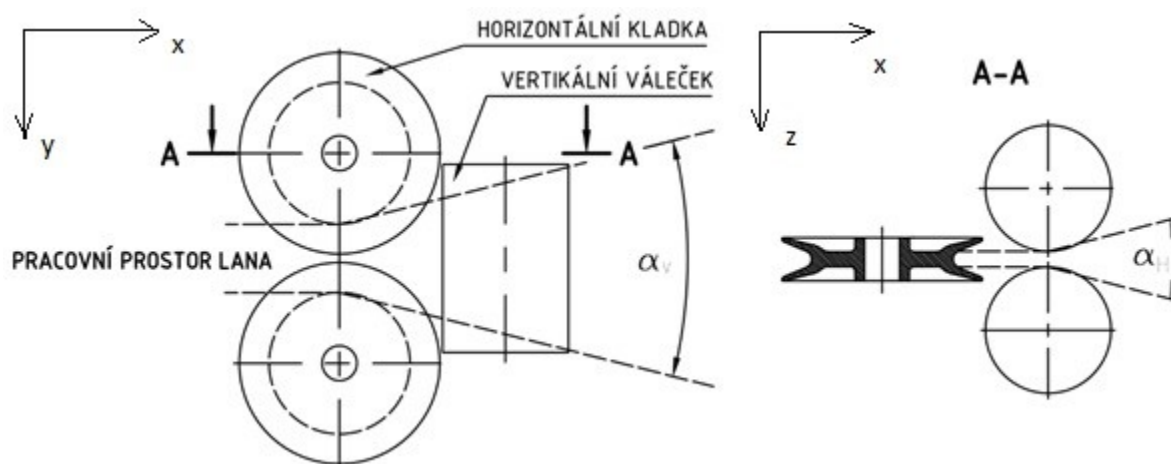
Průměrná rychlost navíjení lana:

$$v_a = \frac{\sum v_n}{n} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + v_5}{5} = \frac{104,1 + 112 + 120 + 127,95 + 135,91}{5} = 120 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (4.17)$$

4.2 Volba vodících válečků podavače lana

Podavač lana se skládá z dvojice symetrických horizontálních a vertikálních válečků vymezujících prostor pro pohyb lana. Z hlediska maximalizace životnosti lana, průměr válečků by měl být celým násobkem průměru lana.

Tvar, velikost a umístění vodících válečků reflektuje obr.č.4.3. Podavač lana je složen z válečků umístěných ve 2 řadách, přičemž na vstupu lana směrem k bubnu jsou umístěny vertikální válečky korigující namotávané lano v rovině XZ (horizontální směr). Jejich výška je navržena tak, aby vertikální válečky korigovaly vstupující lano v rovině XZ v celém prostoru pracovní roviny XY (α_v). Na vnitřní straně se nachází horizontální vodící válečky ve formě kladek korigujících přichozí lano v rovině XY (vertikálně). Kladkovitý tvar vodících válečků dopomáhá přesnému vedení lana na buben.



Obr.č.4.3 Rozložení vodících válečků v podavači lana

Návrh rozměru a dimenzace válečků bere v potaz následující parametry:

Dovolенý rozptylu lana na vstupu do podavače:

- 25m odklonu lana na každých 100m vymotaného lana ve vertikálním směru
- 20m odklonu lana na každých vymotaných 100m lana v horizontálním směru
- Minimální životnost ložisek: 4000 pracovních hodin

Přepočet stoupavosti na pracovní úhly:

Vertikální směr:

$$\alpha_v = \pm \cot g\left(\frac{25}{100}\right) = \pm 14,04^\circ \quad (4.18)$$

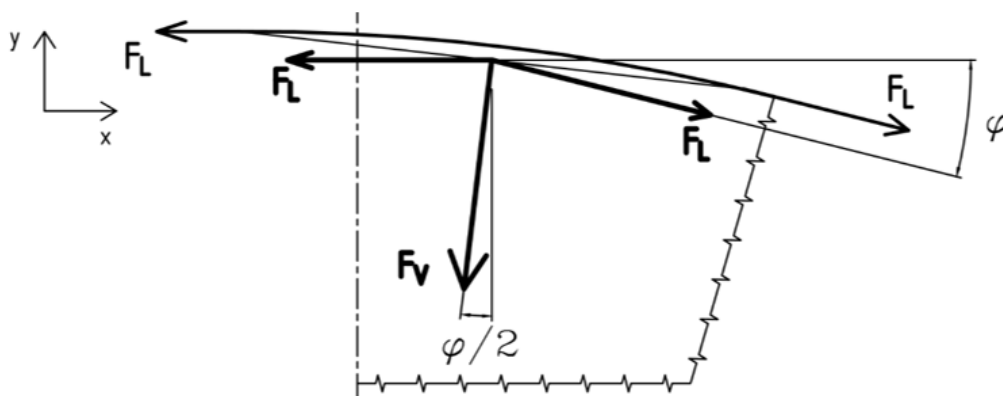
Horizontální směr

$$\alpha_h = \pm \cot g\left(\frac{20}{100}\right) = \pm 11,31^\circ \quad (4.19)$$

Zatížení vodících válečků vyvozené silou v laně

Největší zatížení vodících válečků nastává v okamžiku maximálního odklonu lana od přímého směru.

Lano na váleček vstupuje vždy tečně, z čehož je snadné odvodit, že síla přenášená z lana na váleček je odchýlena vzhledem k rovině y o hodnotu rovnou jedné polovině aktuálního odklonu lana. Schéma přenosu zatížení na váleček je znázorněno na obr.č.4.4.



Obr.č. 4.4 Schéma sil přenášených z lana na vodící váleček

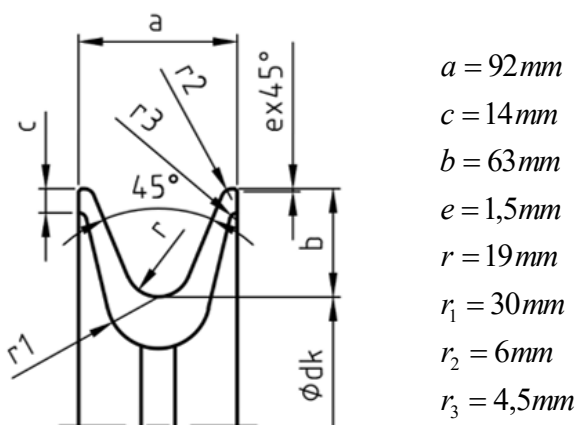
4.2.1 Horizontální vodící kladky

Horizontální kladky jsou umístěny v zadní části podavače lana. Výhodou volby válečků ve formě kladky je přesnější vedení lana, které snižuje riziko možného vzniku poruchy při vedení a namotávání lana na buben.

Volba průměru horizontálních kladek:

$$d_k = 9 \cdot d_l = 9 \cdot 33,5 = 301,5 \text{ mm} \quad (4.20)$$

Rozměry věnce pro lano o průměru $d = 33,5\text{mm}$, definované normou ČSN 27 1820 [8], jsou pro kladku s označením 16 následující:



Obr.č.4.5 Rozměry horizontální vodící kladky

Otáčky horizontálních kladek při práci navijáku:

$$n_{v1} = \frac{v_l}{\pi \cdot d_k} = \frac{120}{\pi \cdot 0,3015} = 126,7 \text{ min}^{-1} \quad (4.21)$$

Suma momentů na kladce

$$\sum M_k = 0 \Rightarrow F_L \cdot R = F_L \cdot R \quad \text{vyhovuje} \quad (4.22)$$

Suma sil na kladce v ose x:

$$\sum F_x = 0 \quad (4.23)$$

$$F_L \cdot \cos 14,04^\circ - F_L - F_{K1X} = 0 \quad (4.24)$$

$$F_{K1X} = F_L \cdot \cos 14,04 - F_L = 700 \cdot \cos 14,04 - 700 = -20,91 \text{ kN} \quad (4.25)$$

Síla F_{K1X} působí v opačném směru, než je znázorněna na schématu

Suma sil na kladce v ose y

$$\sum F_y = 0 \quad (4.26)$$

$$-F_L \cdot \sin 14,04 - F_{K1Y} = 0 \quad (4.27)$$

$$F_{K1Y} = -F_L \cdot \sin 14,04 = -700 \cdot \sin 14,04 = -169,819 \text{ kN} \quad (4.28)$$

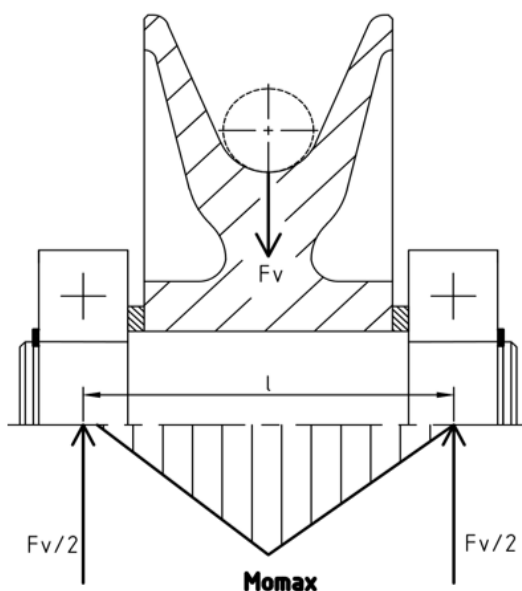
- Síla F_{K1Y} působí opačným směrem, než je vyznačeno na schématu

Výsledná síla působící na svislý váleček:

$$F_{K1} = \sqrt{F_{K1X}^2 + F_{K1Y}^2} = \sqrt{(-20,911)^2 + (-169,819)^2} = 171,102 \text{ kN} \quad (4.29)$$

Volba průměru čepu kladky

Síly ve vodící kladce vyvozené působením lana jsou zachytávány v čepu kladky. Zatěžující síla působí přesně ve středu čepu kladky usazené ve dvojici ložisek, jak je znázorněno na obr.č. 4.6. Tato síla působí na čep střížně ve 2 jeho průřezech a navíc i vlivem usazení kladky v ložiscích ohybovým momentem. Jedná se tedy o kombinované zatížení ohybem a smykem. Z definice napětí ohybem a smykem je patrné, že smyková složka napětí převažuje pouze u čepů o krátké délce. V rámci volby průměru čepu se tedy vychází nejdříve ze zatížení prostým ohybovým momentem. Následným výpočtem kombinovaného zatížení dle hypotézy HMM se ověří vhodnost zvoleného průměru zvoleného na základě výpočtu prostého ohybu. S výsledným průměrem se pracuje jako s minimálním průměrem čepu. Pro účely této práce se nebere zřetel na existující vrub na čepu tvořen přechodem mezi jednotlivými průměry čepu.



Obr.č.4.6 Zatížení čepu

Volba materiálu a koeficientu bezpečnosti

Z katalogu společnosti CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o. se použije ocel 12052, kde:

$$R_e = 735 \text{ MPa} \quad [9]$$

Vzhledem k druhu a určení zařízení se pro výpočet volí koeficient bezpečnosti $k = 3$

Výpočet dovoleného ohybového napětí:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{735}{3} = 245 \text{ MPa} \quad (4.30)$$

Maximální ohybové napětí:

$$M_{OMAX} = A \cdot l_A = B \cdot l_B = \frac{F_{K1}}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{171102}{2} \cdot \frac{0,137}{2} = 5860,244 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.31)$$

Výpočet průměru vodorovného čepu z ohybu

$$\sigma = \frac{M_{O\max}}{W_O} \leq \sigma_d \quad (4.32)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{O\max}}{\pi \cdot d^3} \quad (4.33)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O\max}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5860244}{\pi \cdot 245}} = 62,46 \text{ mm} \quad (4.34)$$

Z důvodu uložení ložisek volím průměr pod ložisky $d = 65 \text{ mm}$

Kontrola čepu na kombinované zatížení ohybem a smykem

Napětí v ohybu:

$$\sigma = \frac{M_{O\max}}{W_O} = \frac{32 \cdot M_{O\max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 5860244}{\pi \cdot 65^3} = 217,36 \text{ MPa} \quad (4.35)$$

Napětí ve střihu:

$$\tau = \frac{F}{i \cdot S} = \frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 171102}{2 \cdot \pi \cdot 65^2} = 25,8 \text{ MPa} \quad (4.36)$$

Redukované napětí:

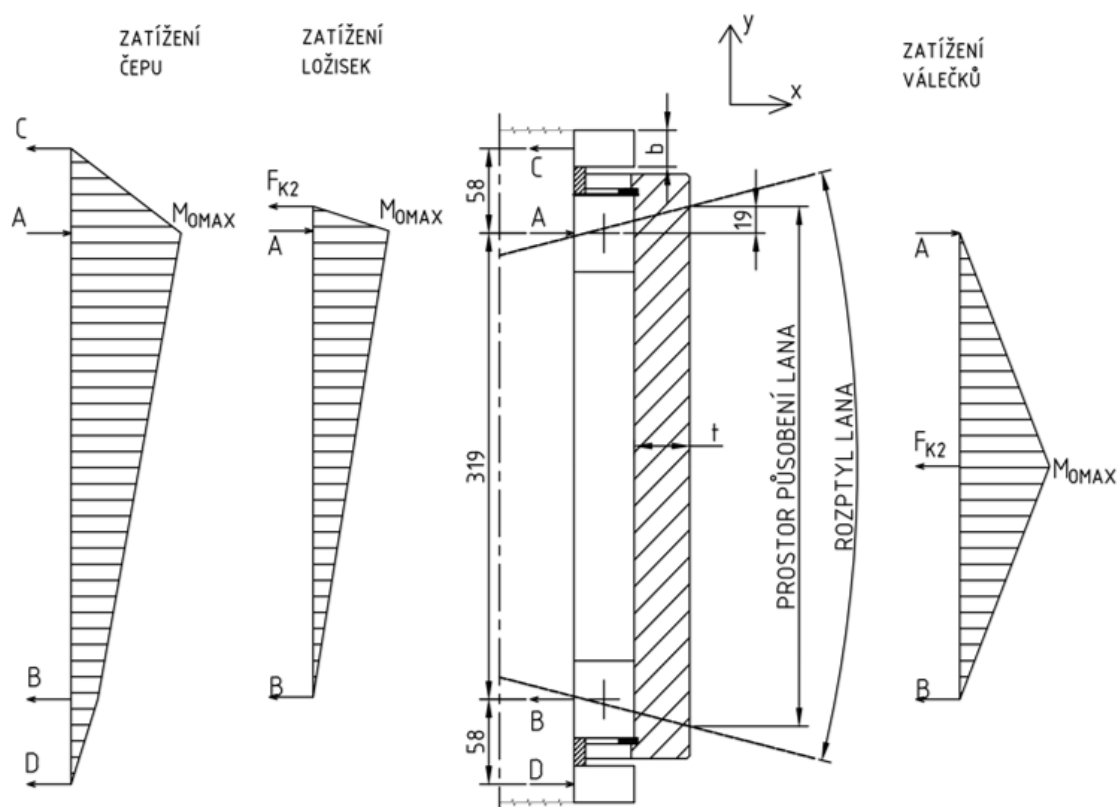
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha_{HMH} \cdot \tau)^2} \quad [10] \quad (4.37)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha_{HMH} \cdot \tau)^2} = \sqrt{217,36^2 + (\sqrt{3} \cdot 25,8)^2} = 221,9 \text{ MPa} \quad (4.38)$$

$$\sigma_{red} = 221,9 \text{ MPa} < \sigma_d = 245 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje} \quad (4.39)$$

4.2.2 Vertikální vodící válečky

Vertikální vodící válečky jsou umístěny v přední části podavače lana a jejich funkcí je usměrnění přicházejícího lana v horizontálním směru. Na rozdíl od horizontálních vodících kladek je jejich funkční plocha větší, rovna vertikálnímu rozptylu vstupujícího lana při navíjení jakékoliv vrstvy lana na buben. Funkční pásmo vertikálních válečků je znázorněno na obr.č.4.3. Vertikální válečky mohou být vlivem svého umístění zatíženy i axiální silou vzniklou třením přicházejícího lana pod úhlem ve vertikálním směru. Průběh působících sil na vertikální vodící válečky je znázorněn na obr.č.4.7.



Obr.č.4.7 Rozměry a zatížení vertikálního vodícího válečku s čepem

Průměr a otáčky vodících válečků:

$$d_k = 8 \cdot d_l = 8 \cdot 33,5 = 268 \text{ mm} \quad (4.40)$$

$$n_{v2} = \frac{v}{\pi \cdot d_k} = \frac{120}{\pi \cdot 0,268} = 142,53 \text{ min}^{-1} \quad (4.41)$$

Zatížení jednotlivých vertikálních válečků od síly v laně je obdobné jako v případě horizontálních kladek a při výpočtu se bude vycházet z obr.č.4.7.

Suma momentů na kladce musí být rovna 0

$$\sum M_k = 0 \Rightarrow F_L \cdot R = F_L \cdot R \quad (4.42)$$

Suma sil v ose x musí být rovna 0

$$\sum F_x = 0 \quad (4.43)$$

$$F_L \cdot \cos 11,31 - F_L - F_{K2X} = 0 \quad (4.44)$$

$$F_{K2X} = F_L \cdot \cos 11,31 - F_L = 700 \cdot \cos 11,31 - 700 = -13,593 \text{ kN} \quad (4.45)$$

Síla F_{K2X} působí opačným směrem, než je vyznačeno na obrázku

Suma sil v ose z musí být rovna 0

$$\sum F_Y = 0 \quad (4.46)$$

$$-F_L \cdot \sin 11,31 - F_{V2Y} = 0 \quad (4.47)$$

$$F_{K2Y} = -F_L \cdot \sin 11,31 = 700 \cdot \sin 11,31 = -137,282 \text{ kN} \quad (4.48)$$

Síla F_{K2Y} působí opačným směrem, než je vyznačeno na obrázku

Výsledná síla působící na svislý váleček je poté rovna:

$$F_{K2} = \sqrt{F_{K2X}^2 + F_{K2Y}^2} = \sqrt{(-13,593)^2 + (-137,282)^2} = 137,953 \text{ kN} \quad (4.49)$$

Výsledná zatěžující síla z lana působící na váleček nemá statickou polohu, její působíště je v mezi dovoleného rozptylu vstupujícího lana, jak je znázorněno na obr.č.4.7. Obrázek zachycuje sestavu vodícího válečku, ložisek, čepu kladky, a uchycení samotné kladky v kostře podavače lana. Vstupující síla do válečků je dále přenášena prostřednictvím ložisek do čepu válečků otočně uloženého v rámu podavače. V rámci návrhu jednotlivých uzlů se přistupuje ke každé komponentě individuálně. Každá komponenta se počítá na moment nejvyššího možného zatížení.

Volba minimální tloušťky stěny vertikálního vodícího válečku

Vertikální vodící váleček je mezikruží zatěžované ohybovým momentem. K jeho maximální hodnotě dochází v momentě vstupující síly přesně ve středu rozteče ložisek. Momentový účinek je znázorněn na obr.č.4.7 vpravo.

Materiál horizontálního válečku je svařitelná ocel ČSN 11 343, kde $R_e = 180 \text{ MPa}$ [9]

Minimální tloušťka stěny vertikální vodící kladky:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{180}{4} = 45 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

$$\sigma = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d_{tk}^4}{D}} \leq \sigma_d \quad (4.51)$$

Kde D = zvolený vnější průměr vodící kladky

d_{tk} = vnitřní průměr mezikruží

$$M_{OMAX} = A \cdot l_A = B \cdot l_B = \frac{F_{K2}}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{137953}{2} \cdot \frac{0,319}{2} = 11001,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.52)$$

$$d_{tk} \leq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{Omax} \cdot D}{\pi \cdot \sigma_d} - D^4} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 11001750 \cdot 268}{\pi \cdot 45} - 268^4} = 258,9 \text{ mm} \quad (4.53)$$

$$t \geq \frac{D - d_{tk}}{2} = \frac{268 - 258,9}{2} = 4,55 \text{ mm} \quad (4.54)$$

Výpočet maximálního zatížení čepu

Přenos síly z válečku na čep je vyvozen v místě uložení ložisek. Přenášená síla je závislá na aktuální pozici lana na válečku. Lze předpovědět, že maximální síla nastává v okamžiku působení v krajní poloze úvrati lana v rovině XY. Působení síly lana na váleček v daném místě je znázorněno na obr.č.4.7 vlevo.

Maximální zatížení ložiska v momentě působení lana v maximálním rozptylu a nejhorší pozici

Vycházíme z obrázku č.4.7. Při výpočtu maximálního zatížení ložisek se vychází ze síly F_{K2} přenášené z lana na kladku a její reakce v ložiskách A a B.

$$\sum M_B = 0 \quad (4.55)$$

$$319 \cdot A - 337,37 \cdot F_{K2} = 0 \Rightarrow A = \frac{338 \cdot F_{K2}}{319} = \frac{338 \cdot 137953}{319} = 146170 \text{ N} \quad (4.56)$$

$$319 \cdot B - 19 \cdot F_{K2} = 0 \Rightarrow B = \frac{19 \cdot F_{K2}}{319} = \frac{19 \cdot 137953}{319} = 8217 \text{ N} \quad (4.57)$$

Kontrola:

$$\sum F_X = 0 \quad (4.58)$$

$$F_{K2} + B - A = 0 \quad (4.59)$$

$$137953 + 8217 - 146170 = 0 \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.60)$$

Síly působící na čep

Vychází se opět z obr.č.4.7, tentokrát z reakčních sil A a B působících v ložiscích, které reflektují zatížení čepu od síly v laně F_{K2} a nově se silami C a D působícími v uchycení čepu v kostře podavače lana.

$$\sum M_O = 0 \quad (4.61)$$

$$58 \cdot A - B \cdot (58 + 319) - D \cdot (2 \cdot 58 + 319) \Rightarrow D = \frac{58 \cdot A - B \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} \quad (4.62)$$

$$58 \cdot B - A \cdot (58 + 319) + C \cdot (2 \cdot 58 + 319) \Rightarrow C = \frac{-58 \cdot B + A \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} \quad (4.63)$$

$$D = \frac{58 \cdot A - B \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} = \frac{58 \cdot 146170 - 8217 \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} = 12368 \text{ N} \quad (4.64)$$

$$C = \frac{-58 \cdot B + A \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} = \frac{-58 \cdot 8217 + 146170 \cdot (58 + 319)}{2 \cdot 58 + 319} = 125585 \text{ N} \quad (4.65)$$

Kontrola:

$$\sum F_x = 0 \quad (4.66)$$

$$-C + A - B - D = 0 \quad (4.67)$$

$$-125585 + 146170 - 8217 - 12368 = 0 \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.68)$$

Maximální ohybový moment:

$$\sum M_{OMAX} = M_{OA} = 58 \cdot C = 58 \cdot 125585 = 7283930 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.69)$$

Výpočet průměru čepu z ohybu

Z katalogu společnosti CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o. volím ocel 11700, kde:

mez kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$ [9]

Vzhledem k druhu a určení zařízení se volí koeficient bezpečnosti $k = 3$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (4.70)$$

$$\sigma = \frac{M_{Omax}}{W_o} \leq \sigma_d \quad (4.71)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d^3} \quad (4.72)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7283930}{\pi \cdot 118,33}} = 85,6 \text{ mm} \quad (4.73)$$

Z důvodu uložení ložisek se volí $d = 90 \text{ mm}$

Výpočet minimální plochy uchycení v kostře podavače z hlediska otlačení

Opět se vychází z obr.č.4.7.

Dovolené otlačení pro ocel – nehybný čep

$$p_d = 110 \text{ MPa} \quad [11]$$

$$p = \frac{F}{S_{OTL}} = \frac{C}{d \cdot b} \leq p_d \quad (4.74)$$

$$b \geq \frac{C}{d \cdot p_d} = \frac{125585}{90 \cdot 110} = 12,7 \text{ mm} \quad (4.75)$$

4.3 Ložiska vodících válečků

Všechna ložiska zařízení by měla mít z důvodu efektivnější údržby podobnou životnost ložisek buď absolutně, nebo v násobcích. Toho lze snadno docílit v případě aplikací se stálým a rovnoměrným zatížením ložisek. V případě vodících kladek podavače lana toto neplatí. Jedná se o zařízení zatěžované obecnou silou vyvozenou aktuální situací, především silou v laně a úhlem vychýlení vstupujícího lana do podavače. Při teoreticky přímém a přesném navíjení horizontální vodící kladky nemusí být zatěžovány vůbec. Zatížení vertikálních válečků je vždy existující alespoň o hodnotě síly v laně, kterou je třeba překonat pro horizontální vedení jednotlivých omotávek lana na běhoun bubnu.

Výpočet ložisek se tedy provede pro účel zjištění vhodnosti ložiska pro danou aplikaci, ne pro předpis pravidelné frekvence výměny ložisek.

Z hlediska zatížení ložisek nelze předpokládat zatížení 100% silou po 100% času provozu zařízení. Řešením pro racionálnější odhad životnosti jednotlivých ložisek je vytvoření pracovního odhadu působících sil v laně, na jehož základě se provede volba ložisek.

Vzhledem k teoretickému výpočtu životnosti ložisek se nezahrnují vlivy čistoty prostředí a mazání. Ložiska budou počítána na životnost 90%. Cílem výpočtu je dojít k ložiskům s dostatečnou dobou životnosti o hodnotě alespoň 4000 hodin.

4.3.1 Ložiska horizontálních vodících kladek

Pracovní odhad zatížení ložisek

K maximálnímu zatížení ložiska dochází v momentě maximálního dovoleného vychýlení lana v rovině XY. Otáčky ložiska zůstávají konstantní.

čas působení [%]	Zatížení [%]
30	100
55	50
15	25

Radiální zatížení ložiska:

$$F_{R100\%} = \frac{F_{K1}}{2} = \frac{171,102}{2} = 85,551 \text{ kN} \quad (4.76)$$

Radiální ekvivalentní dynamické zatížení ložiska pro jednotlivá zatížení:

$$P_{100\%} = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot F_R + 0 \cdot F_A = F_R = 85,551 \text{ kN} \quad (4.75)$$

$$P_{50\%} = 0,5 \cdot P_{100\%} = 0,5 \cdot 85,551 = 42,8 \text{ kN}$$

$$P_{25\%} = 0,25 \cdot P_{100\%} = 0,25 \cdot 85,551 = 21,4 \text{ kN}$$

Dle katalogu společnosti ZKL Group volím jednořadé válečkové ložisko NU313E, kde: [10]

$$C = 181kN$$

$$C_0 = 178kN$$

Dynamický výpočet ložiska

$$L_{10H100\%} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{181000}{85551}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 126,7} = 1599 \text{ hod} \quad (4.76)$$

$$L_{10H50\%} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{181000}{42800}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 126,7} = 16089 \text{ hod} \quad (4.77)$$

$$L_{10H25\%} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{181000}{21400}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 126,7} = 162194 \text{ hod} \quad (4.78)$$

Modifikovaná rovnice trvanlivosti ložiska zohledňující proměnlivé zatížení

$$L_{10nm} = \frac{1}{\frac{0,3}{L_{10H100\%}} + \frac{0,55}{L_{10H50\%}} + \frac{0,15}{L_{10H25\%}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{1599} + \frac{0,55}{16089} + \frac{0,15}{162194}} = 4553 \text{ hod} \quad (4.79)$$

$$L_{10nm} = 4553 \text{ hod} > L_{10min} = 4000 \text{ hod} \quad \text{Vyhovuje}$$

Statický výpočet ložiska

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{178000}{85551} = 2,08 \quad (4.80)$$

$$S_0 = 2,08 > S_{0min} = 0,4 \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.81)$$

4.3.2 Ložiska vertikálních válečků

Pracovní odhad zatížení ložisek

K tomuto zatížení dochází u ložisek vertikálních vodících válečků pouze v okamžiku maximálního dovoleného vychýlení lana současně v horizontálním i vertikálním směru.

Maximální zatížení ložiska:

$$F_{R100\%} = \frac{F_{K2}}{2} = \frac{137,953}{2} = 68,98kN \quad (4.82)$$

$$F_{A100\%} = \frac{F_L \cdot \sin 14,04^\circ}{2} = \frac{700 \cdot \sin 14,04}{2} = 84,9kN \quad (4.83)$$

Čas [%]	Zatížení [%]	F _R	F _A
5	100	$F_{R100\%} = 68,98kN$	$F_{A100\%} = 84,9kN$
30	80	$F_{R80\%} = 0,8 \cdot F_{R100\%} = 55,184kN$	$F_{A80\%} = 0,8 \cdot F_{A100\%} = 67,92kN$
50	50	$F_{R50\%} = 0,5 \cdot F_{R100\%} = 34,49kN$	$F_{A50\%} = 0,5 \cdot F_{A100\%} = 42,45kN$
15	30	$F_{R30\%} = 0,3 \cdot F_{R100\%} = 20,7kN$	$F_{A30\%} = 0,3 \cdot F_{A100\%} = 25,47kN$

Dle katalogu společnosti ZKL Group volím jednořadé kuželíkové ložisko 30318, kde: [12]

$$C = 333kN$$

$$C_0 = 403kN$$

Výsledná síla P působící na ložisko dle kalkulačky pro kuželíková ložiska ZKL [12]

$$P_{100\%} = 175,318kN$$

$$P_{80\%} = 0,8 \cdot P_{100\%} = 0,8 \cdot 175,318 = 140,254kN \quad (4.84)$$

$$P_{50\%} = 0,5 \cdot P_{100\%} = 0,5 \cdot 175,318 = 87,569kN \quad (4.85)$$

$$P_{30\%} = 0,3 \cdot P_{100\%} = 0,3 \cdot 146,452 = 52,595kN \quad (4.86)$$

$$L_{10H100\%} = \left(\frac{C}{P_{100\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{333000}{175318} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 142,53} = 992 \text{ hod} \quad (4.87)$$

$$L_{10H80\%} = \left(\frac{C}{P_{80\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{333000}{140254} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 142,53} = 2088 \text{ hod} \quad (4.88)$$

$$L_{10H50\%} = \left(\frac{C}{P_{50\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{333000}{87569} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 142,53} = 10002 \text{ hod} \quad (4.89)$$

$$L_{10H30\%} = \left(\frac{C}{P_{30\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{333000}{52595} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 142,53} = 54903 \text{ hod} \quad (4.90)$$

Modifikovaná rovnice trvanlivosti ložiska zohledňující proměnlivé zatížení

$$L_{10nm} = \frac{1}{\frac{0,05}{L_{10H100\%}} + \frac{0,3}{L_{10H80\%}} + \frac{0,5}{L_{10H50\%}} + \frac{0,15}{L_{10H30\%}}} \quad (4.91)$$

$$L_{10nm} = \frac{1}{\frac{0,05}{992} + \frac{0,3}{2088} + \frac{0,5}{10002} + \frac{0,15}{54903}} = 4052 \text{ hod} \quad (4.92)$$

$$L_{10nm} = 4052 \text{ hod} > L_{10min} = 4000 \text{ hod}$$

Vyhovuje

Statický výpočet ložiska

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{403000}{175318} = 2,3 \quad (4.93)$$

$$S_0 = 2,3 > S_{0min} = 0,4 \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.94)$$

4.4 Nosné tyče

Nosné tyče jsou tuhé tyče napevno uchycené v kostře navijáku, po kterých se kluzně sune podavač lana, jehož síly jsou právě v nosných tyčích zachytávány, čímž je zabráněno namáhání Diamantového šroubu ohybovým momentem.

Volba počtu nosných tyčí

Počet nosných tyčí je odvislý od jejich uspořádání, velikosti zástavného prostoru a zatížení v podavači lana. S vyšším počtem tyčí se snižuje jejich průměr.

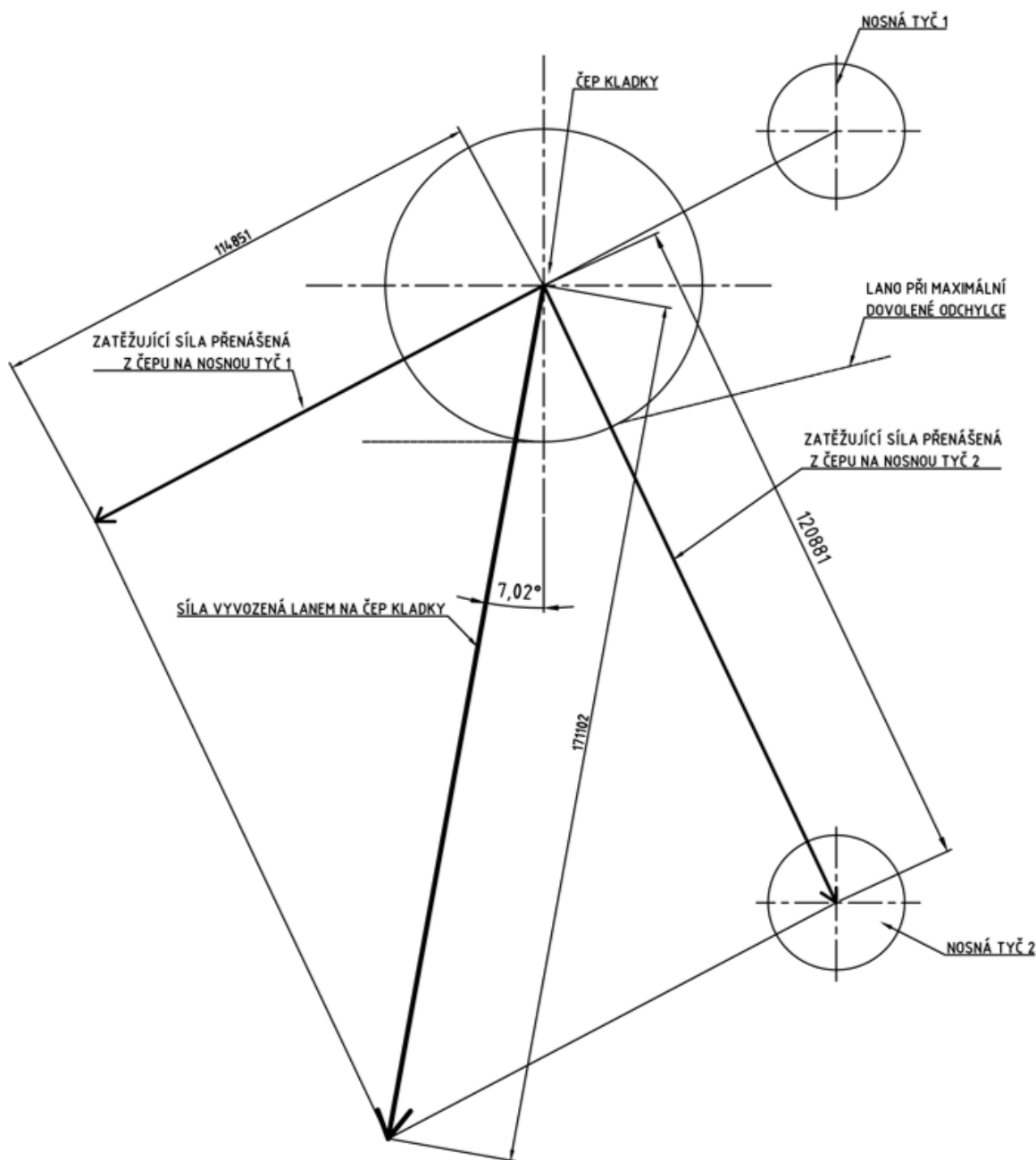
Pro případ této práce volím dvojici symetricky uložených nosných tyčí.

Volba průměru nosných tyčí

Průměr nosných tyčí se určuje v místě nejvyššího zatížení. Nosné tyče jsou zatěžovány pouze ohybovým momentem. K jeho maximálnímu účinku dochází při maximálním namáhání čepu horizontální vodící kladky a zároveň v momentě, kdy je podavač lana přesně v polovině délky nosných tyčí. V daném okamžiku je nosná tyč blíže zatěžované kladce zatížena maximálním silovým účinkem, tyč na odvrácené straně minimálním. Uložení tyčí je symetrické, v případě namotávání lana v opačném limitním rozptylu přichozího lana bude působení sil na tyče opačné. Z toho důvodu stačí počítat pouze zatížení v daný moment více namáhané tyče.

Při výpočtu zatížení se pohlíží na podavač lana jako na tuhý element přenášející sílu z čepu zatěžované kladky přímočaře na nosné tyče. Silové schéma znázornění na grafickém řešení silových účinků (obr.č. 4.8) ukazuje působení trojice obecných sil se společným průsečíkem v ose čepu zatěžované kladky. Přitom je známa síla a vektor výslednice $F_V = 171102\text{N}$ působící pod úhlem $7,02^\circ$ a vektory působení dvojice zbylých obecných sil rozkládající výslednici na síly působící na jednotlivé nosné tyče.

Nejjednodušším způsobem zjištění velikosti dvojice neznámých sil je grafické řešení nazývané jako skládání obecných různoběžných sil. Grafický výpočet spočívá v přesunu působících sil do místa čepu kladky, získání průsečíků s výslednicí F_V , odečtení výsledné hodnoty a jejím převodu na výsledné číslo dle vhodně zvoleného měřítko. Výpočet je znázorněn na obr.č.4.8.



Obr.č.4.8 Grafický výpočet zatížení nosných tyčí

Z grafického řešení vyplývá:

$$F_{T1} = 114,851 \text{ kN}$$

$$F_{T2} = 120,881 \text{ kN}$$

Kontrola správnosti grafického řešení analytickým výpočtem

$$F_{K1} = \sqrt{F_{T1}^2 + F_{T2}^2 - 2 \cdot F_{T1} \cdot F_{T2} \cdot \cos(180 - \varphi)} \quad (4.95)$$

Kde φ je úhel mezi silami F_{T1} a F_{T2}

$$171,1 = \sqrt{114,851^2 + 120,881^2 - 2 \cdot 114,851 \cdot 120,881 \cdot \cos(180 - 87)} \quad (4.96)$$

$171,1 \approx 171,04$ Vyhovuje

Výpočet potřebného průměru nosné tyče

K maximálnímu ohybovému silovému účinku dochází v momentě, kdy střed podavače lana je v polovině vzdálenosti nosných tyčí. Síla z podavače lana na nosné tyče je přenášena objímkou nosných tyčí o délce 151 mm, kdy na této ploše dochází ke spojitému působení síly q .

Potřebná délka tyče:

$$l_t = l_{AB} + l_{NM} = 1293 + 2 \cdot 270 = 1,833 \text{ m} \quad (4.97)$$

Spojité působení síly F_{T2}

$$q = \frac{F_{T2}}{l_O} = \frac{120881}{151} = 800,54 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (4.98)$$

Maximální ohybový moment

$$M_{O\max} = A \cdot \frac{l_T}{2} - q \cdot \frac{l_O}{2} \cdot \frac{l_O}{4} \quad (4.99)$$

$$M_{O\max} = F_{T2} \cdot \frac{l_T}{4} - q \cdot \frac{l_O}{8} \quad (4.100)$$

$$M_{O\max} = 120881 \cdot \frac{1833}{4} - 800,54 \cdot \frac{151}{8} = 55378608 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.101)$$

Z katalogu společnosti CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o. volím ocel 12052, kde: [9]

mez kluzu $R_e = 735 \text{ MPa}$

Vzhledem k druhu a určení se volí koeficient bezpečnosti $k = 2,75$

Výpočet dovoleného ohybového napětí:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{735}{2,75} = 267,3 \text{ MPa} \quad (4.102)$$

Výpočet a volba průměru vodorovného čepu

$$\sigma = \frac{M_{O\max}}{W_O} \leq \sigma_d \quad (4.103)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{O\max}}{\pi \cdot d^3} \quad (4.104)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O\max}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 55378608}{\pi \cdot 267,3}} = 128,3 \text{ mm} \Rightarrow d = 130 \text{ mm} \quad (4.105)$$

4.5 Diamantový šroub

Diamantový šroub slouží pro přesné vedení vodícího mechanismu lana. Šroub je zakončen válcovým koncem hřídele, na jehož konec je přiváděn kroutící moment. Funkční část diamantového šroubu je tvořena takzvaným samostatně-vratným závitem. Jedná se o speciální případ nekonečného vinutí závitu, které umožňuje neomezený (samostatně-vratný) pohyb objímky po šroubu. K převodu rotačního pohybu šroubu na posuvný pohyb objímky dochází pomocí speciálního, otočně uloženého, jezdece.

Určení velikosti diamantového šroubu

Při vedení lana na buben jsou vertikální válečky zatěžovány silou vznikající usměrněním úhlu vstupujícího lana do podavače, z něhož lano dále vychází kolmo na osu bubnu. Velikost takto vzniklé axiální síly známe z výpočtu 4.48. Její působíště není v ose Diamantového šroubu, čímž vzniká ohybový moment v rovině YZ a zároveň vlivem působení síly v šroubovici i kroutící moment. Ohybový účinek síly je zachycen v nosných tyčích a nepůsobí na Diamantový šroub. Rozměry Diamantového šroubu se určí nejprve kvalifikovaným odhadem.

Kvalifikovaný odhad se skládá z určení minimálního rozměru šroubu z hlediska jeho pevnosti a zároveň nutnosti nabídnout dostatek prostoru a opěrné plochy pro jezdec přenášející silové účinky. Jezdec se pohybuje v šroubovitě vazbě Diamantového šroubu, přičemž její stoupání rovněž radikálně ovlivňuje hladkost a plynulost chodu, stejně jako požadavky na velikost šroubu. V praxi se hledá optimální poměr rozměrů všech 3 komponent mechanismu – Diamantového šroubu, jezdece, i objímky.

Odhad prvotních rozměrů se provedl na základě předběžných výpočtů a následné optimalizace jednotlivých rozměrů pomocí výpočtů v programu Microsoft Excel. Následující tabulka již zahrnuje výsledné rozměry, které se podrobí pevnostní kontrole.

Rozměry i materiál se zvolily s přihlédnutím k doporučením společností Dalian Dehua Science & Technology Development Co, Ltd. [13]

Závit diamantového šroubu

Malý průměr závitu	d_3	90 mm
Velký průměr závitu	d	118 mm
Rozteč	p	80 mm

Materiál šroubu:

Z katalogu společnosti CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o. volím ocel 12052, kde: [9]

mez kluzu $R_e = 735 \text{ MPa}$ a mez pevnosti $R_m = 1030 \text{ MPa}$

Bezpečnostní koeficient mechanismu Diamantového šroubu počítaného digitálně pomocí metody konečných prvků, zkráceně MKP, se volí v rozmezí 1,1 až 2,0 na základě relevance bezpečnosti. [14] V této práci bude šroub počítán pouze zběžným analytickým způsobem. Možná nepřesnost výpočtu se zohlední vyšším koeficientem bezpečnosti k.

Kontrola Diamantového šroubu na vzpěr

Osová síla působící na šroub

$$F_O = F_A = F_{K2Y} = 137,282 \text{ kN}$$

Štíhlostní poměr šroubu:

$$\lambda_S = \frac{L_{VZP}}{j_{MIN}} = \frac{1500}{22,5} = 66,6 [-] \quad (4.106)$$

Kde L_{VZP} je maximální rameno působící síly

$$j_{MIN} = \sqrt{\frac{J_{MIN}}{S_3}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4} = \frac{90}{4} = 22,5 \quad (4.107)$$

j_{min} = minimální kvadratický poloměr průřezu jádra šroubu

J_{min} = minimální kvadratický moment průřezu šroubu

$$\lambda_M = \pi \cdot n \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{735}} = 53,1 [-] \quad (4.108)$$

n = koeficient uložení – kloub - kloub

$\lambda_S > \lambda_M \Rightarrow 66,6 > 53,1$ oblast pružného vzpěru, výpočet dle Eulera

$$F_{KR} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L_{VZP}^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot d_3^4}{L_{VZP}^2 \cdot 64} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 90^4}{1500^2 \cdot 64} = 2966719 \text{ N} \quad (4.109)$$

Bezpečnost dle Eulera:

$$k_{EU} = \frac{F_{KR}}{F_O} = \frac{2966719}{137282} = 21,6 [-] \quad (4.110)$$

Zatížení jezdce

Jazýček jezdce je kritickým uzlem soustavy. Jeho prostřednictvím je přenášen silový moment mezi Diamantovým šroubem a tělesem podavače lana. Axiální síla vstupující z podavače lana na jezdce je na jazýčku jezdce rozkládána do tečného a radiálního směru napětí. Samotný jazýček jezdce je zatěžován ohybem, stříhem i otěrem.

Jazýček jezdce vyžaduje pro správnou funkci vhodný otěruvzdorný materiál s nízkými třecími vlastnostmi, tepelnou stabilitou a vysokou pevností. Často se využívá povrchových úprav zlepšující tribologické charakteristiky. Nejčastěji používaným materiálem pro jazýčky jezdce je slitina s označením dle americké normy ASTM C95500. Dle ISO jde o materiál ISO 1640. Tento materiál má Mez kluzu 290MPa, což pro silové momenty na počítaném zařízení není dostatečné.

Materiál jezdce volím shodný s materiálem šroubu, a to ocel 12052. Tato ocel je vhodná k zušlechťování.

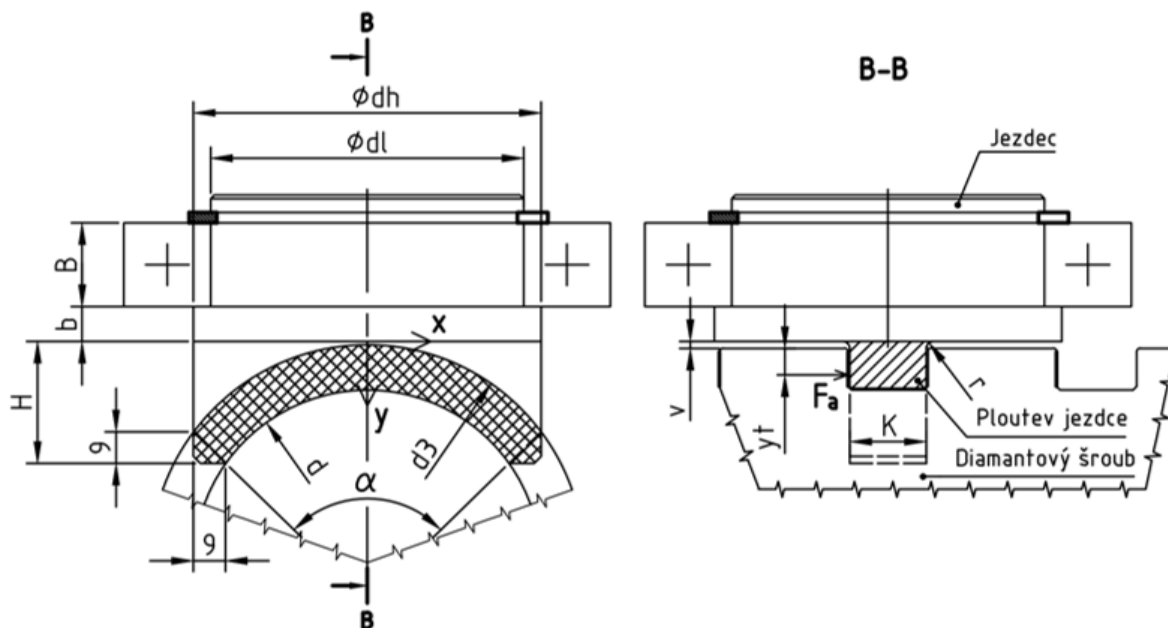
$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{735}{2,75} = 267,3 \text{ MPa} \quad (4.111)$$

Rozměry jezdce

Šířka ložiska	B	30 mm
Průměr ložiska	dI	90 mm
Výška hřbetu jezdce	b	5 mm
Průměr hřbetu jezdce	dh	97 mm
Hloubka ploutve	H	39 mm
Šířka ploutve	K	23 mm
Poloměr přechodu ploutve	r	2 mm
Vůle	v	0,75 mm

Výpočet působíště působící axiální síly

Síla působí v těžišti opěrné plochy zvýrazněné šrafovitě. Otláčná plocha se skládá z plochy mezikruží a dvojice trojúhelníkových ploch po stranách. Viz obr.č.4.9.



Obr.č. 4.9 Styk Diamantového šroubu s jezdcem

Těžiště a plocha mezikruhové výseče:

$$\int y_{MK} \cdot dS_{MK} = \iint \rho \cdot \cos \varphi \cdot \rho \cdot d\varphi = \int_{\frac{d_3}{2}}^{\frac{d}{2}} \rho^2 \cdot d\rho \cdot \int_{-\frac{\varphi}{2}}^{\frac{\varphi}{2}} \cos \varphi \cdot d\varphi \quad (4.112)$$

$$\int y_{MK} \cdot dS_{MK} = \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{\frac{d_3}{2}}^{\frac{d}{2}} \cdot \left[\sin \varphi \right]_{-\frac{\varphi}{2}}^{\frac{\varphi}{2}} = \left(\frac{d^3 - d_3^3}{24} \right) \cdot \left(\sin \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \right) = 2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \left(\frac{d^3 - d_3^3}{24} \right) \quad (4.113)$$

$$y_{TM0} = \frac{\int y_{MK} \cdot dS_{MK}}{dS_{MK}} = \frac{2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \left(\frac{d^3 - d_3^3}{24} \right)}{\frac{2 \cdot \varphi}{2} \cdot \left(\frac{d^2 - d_3^2}{8} \right)} = \frac{2 \cdot \sin \frac{110}{2} \cdot \left(\frac{118^3 - 90^3}{24} \right)}{\frac{2 \cdot 91 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{118^2 - 90^2}{8} \right)} = 44,64 \text{ mm} \quad (4.114)$$

$$y_{TM} = \frac{d}{2} + v - y_{TM0} = \frac{118}{2} + 0,75 - 44,64 = 15,11 \text{ mm} \quad (4.115)$$

$$\int dS_{MK} = \iint \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi = \int_{-\frac{\varphi}{2}}^{\frac{\varphi}{2}} d\varphi \cdot \int_{\frac{d_3}{2}}^{\frac{d}{2}} \rho \cdot d\rho = \left[\varphi \right]_{-\frac{\varphi}{2}}^{\frac{\varphi}{2}} \cdot \left[\frac{\rho^2}{2} \right]_{\frac{d_3}{2}}^{\frac{d}{2}} = \frac{2 \cdot \varphi}{2} \cdot \left(\frac{d^2 - d_3^2}{8} \right) \quad (4.116)$$

$$S_{MK} = \frac{2 \cdot 110 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{118^2 - 90^2}{8} \right) = 1397,66 \text{ mm}^2 \quad (4.117)$$

Obsah otláčné plochy:

$$S_{OTL} = 2 \cdot S_{TR} + S_{MK} = 2 \cdot \left(\frac{7,85 \cdot 11,6}{2} - \frac{2 \cdot 2}{2} \right) + 1397,66 = 1484,72 \text{ mm} \quad (4.117)$$

Těžiště otláčné plochy - působíště síly:

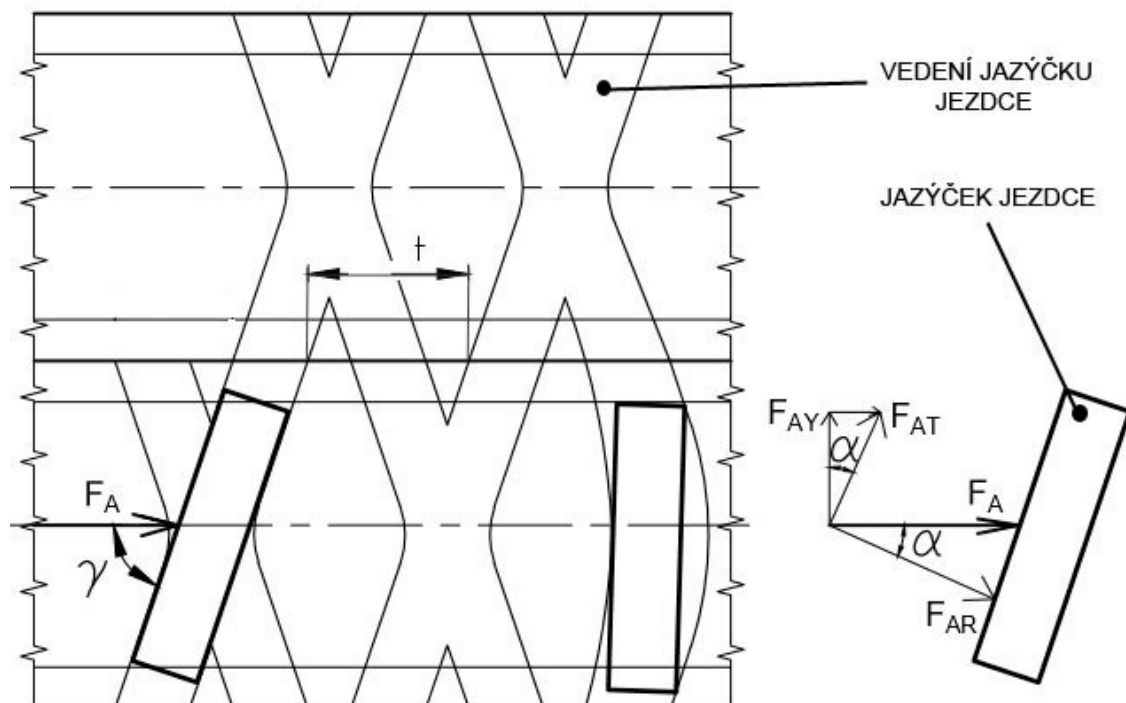
$$x_T = 0$$

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{S_{OTL}} = \frac{2 \cdot S_{TR} \cdot \left(H - \frac{1}{3} \cdot 7,85 \right) + S_{MK} \cdot y_{TM}}{S_{OTL}} \quad (4.118)$$

$$y_T = \frac{2 \cdot \frac{11,6 \cdot 7,85}{2} \cdot \left(34 - \frac{1}{3} \cdot 7,85 \right) + 1397,66 \cdot 15,11}{1484,72} = 16,149 \text{ mm} \quad (4.119)$$

Rozklad axiální síly působící na jazýček jezdce

Jezdec je pootočen vůči ose závitů Diamantového šroubu o hodnotu stoupání závitů Diamantového šroubu. Vlivem tohoto pootočení dochází k rozkladu axiální síly F_A na hraně jazýčku do tečné složky F_{AT} a radiální složky F_{AR} . Situace je znázorněna na obr.č. 4.10.



Obr.č.4.10 Vedení jazýčku jezdce po Diamantovém šroubu + působení sil

Výpočet sklonu působící síly

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\frac{d_3}{2}}{\frac{t}{2}} \Rightarrow \gamma = \operatorname{tg}^{-1} \frac{118}{80} = 71,27^\circ \quad (4.120)$$

$$\alpha = 90 - \gamma = 90 - 71,27 = 18,73^\circ \quad (4.121)$$

Výpočet velikosti dílčích sil síly F_A

$$F_{AR} = F_A \cdot \cos \alpha = 137282 \cdot \cos 18,73^\circ = 130012N \quad (4.122)$$

$$F_{AT} = F_A \cdot \sin \alpha = 137282 \cdot \sin 18,73^\circ = 44083N \quad (4.123)$$

$$F_{AY} = F_{AT} \cdot \cos \alpha = 44083 \cdot \cos 18,73^\circ = 14155N \quad (4.124)$$

Kde F_{AY} je maximální síla vyvozená lanem působící kroutícím momentem na Dámantový šroub.

Kontrola navrženého jazýčku

$$\sigma_o = \frac{M_{O\max}}{W_o} = \frac{F_{AR} \cdot y_T}{\frac{l \cdot K^2}{6}} = \frac{130012 \cdot 16,149}{\frac{97 \cdot 23^2}{6}} = 245,5MPa \quad (4.125)$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{d_h \cdot K} = \frac{130012}{97 \cdot 23} = 58,28MPa \quad (4.126)$$

Výpočet redukovaného napětí bude vycházet z hypotézy maximálních smykových napětí.

$$\sigma_{redGUEST} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau^2)} = \sqrt{245,5^2 + 4 \cdot 58,28^2} = 271,8MPa < \sigma_d = 294MPa \quad (4.127)$$

$$\sigma_{redGUEST} = 271,8MPa < \sigma_d = 294MPa \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola jazýčku na otláčení

Kontrola na otláčení je počítána pro sílu působící na celý otláčný průřez.

$$p = \frac{F}{S} \leq p_d \quad (4.128)$$

$$p = \frac{F_{ar}}{S_{OTL}} = \frac{130012}{1484,72} = 87,56MPa \quad (4.129)$$

$$p_d \text{ pro ocel } p_d = 110MPa \text{ [15]}$$

$$p \leq p_d \quad \text{Vyhovuje}$$

Volba ložiska ploutve

Ploutev nevykonává celistvé otáčky, ložisko se tedy počítá pouze na statickou bezpečnost. Zatížením ložiska je radiálně působící síla F_a o velikosti 130012N.

Radiální ekvivalentní zatížení ložiska

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot F_R + 0 \cdot F_A = F_R = 137282N \quad (4.130)$$

Dle katalogu společnosti ZKL Group volím kuličkové ložisko 6218, kde: $C_0 = 96200 N$ [12]

Statická bezpečnost je poté rovna:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{96200}{137282} = 0,7 \quad (4.131)$$

$$S_0 = 0,7 > S_{0\min} = 0,4 \quad \text{vyhovuje}$$

Návrh zbylých rozměrů Diamantového šroubu

Válcový konec Diamantového šroubu

Maximální jmenovitý krouticí moment, který je potřeba přenést

$$M_{kFA} = F_{AY} \cdot a = F_{AY} \cdot \left(\frac{d}{2} + v - y_{T0} \right) = 14155 \cdot \left(\frac{118}{2} + 0,75 - 16,149 \right) = 617172,2 N \cdot mm \quad (4.132)$$

Kontrola šroubu na krut – volba válcového konce

$$\tau_d = 180 MPa \quad [15]$$

$$\tau_d \geq \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{kFA}}{\frac{\pi \cdot d'^3}{32}} \quad (4.133)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{kFA}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 617172,2}{\pi \cdot 180}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 14155 \cdot 617172,2}{\pi \cdot 180}} = 32,7 mm \quad (4.134)$$

Krouticí moment na válcový konec Diamantového šroubu je přenášen pomocí rovnobokého drážkování. Volba řady a potřebná délka drážkování se vyvodí z maximálního dovoleného otláčení na bocích drážek.

Volím průměr drážkovaného hřídele $d = 46 mm$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{kFA}}{D_s}}{l \cdot h \cdot K \cdot i} \leq p_d \quad (4.135)$$

Kde:

l : osová délka dotyku mezi noky drážek hřídele a náboje za provozu [mm]

h : skutečná opěrná výška drážky [mm]

D_s : střední průměr drážkového profilu [mm]

K : Korekční součinitel. $K = 0,75$ pro rovnoboké drážkování.

i : počet drážek

p_d : dovolený tlak na bocích drážek

Dovolené otláčení pro ocel zatíženou střídavě, s velkými rázy platí

$$p_d = 50 \text{ MPa} \quad [15]$$

Povrch drážek je zušlechtěn povrchovým kalením.

$$l \geq \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{KFA}}{D_s}}{p_d \cdot h \cdot K \cdot i} = \frac{\frac{2 \cdot M_{KFA}}{D+d}}{p_d \cdot \frac{D-d-s_h}{2} \cdot K \cdot i} = \frac{\frac{2 \cdot 617172,2}{50+46-1}}{50 \cdot \frac{50-46-1}{2} \cdot 0,75 \cdot 8} = 57,7 \text{ mm} \Rightarrow 60 \text{ mm}$$

Volím ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x46g7 x 50a11 x 9f7 o funkční délce $l=60\text{mm}$

Kontrola kritického místa přechodu drážkovaného místa hřídele

Nejrizikovějším místem z hlediska selhání je místo s nejvyšší koncentrací napětí. Takové místo se podrobuje statické a dynamické kontrole. Z definice napětí v krutu, tj. poměru kroutícího momentu vůči průřezu, na němž působí, určujeme kritické místo Diamantového šroubu v místě přechodu z válcového konce hřídele do průměru hřídele pod ložiskem. Jedná se o jednoduchý přechod mezi 2 průměry hřídele. Parametry přechodu znázorňuje následující tabulka:

Průměr d	Průměr D	Rádus přechodu R
50 mm	70 mm	6 mm

Redukované napětí v místě přechodu se získá z rovnice:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_\tau \cdot \tau_k)^2}, \quad [16] \quad (4.136)$$

kde koeficienty α jsou součinitele koeficientu ohybu a krutu. Ohybové napětí na hřídeli je nulové, proto se ze vzorce vypustí. Konstanta 3 přidává vyšší váhu krutu v případě složeného namáhání. Získáváme rovnici 4.137.

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot (\alpha_\tau \cdot \tau_k)^2}, \quad (4.137)$$

Kde α_τ je tvarový součinitel pro krut, který se určí dle poměrového koeficientu $\frac{R}{d}$

$$\frac{R}{d} = \frac{6}{50} = 0,12 \Rightarrow \alpha_\tau = 1,35 [-] \quad (4.138)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot (\alpha_\tau \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{\left(\alpha_\tau \cdot \frac{M_{KFA}}{W_K}\right)^2} = \sqrt{\left(\alpha_\tau \cdot \frac{32 \cdot M_{KFA}}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad (4.139)$$

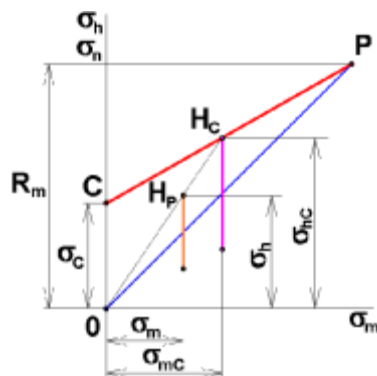
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(1,35 \cdot \frac{32 \cdot 617172,2}{\pi \cdot 50^3}\right)^2} = 67,9 \text{ MPa} \quad (4.140)$$

Statická bezpečnost průřezu 1 se stanoví z poměru dovolené meze kluzu materiálu 12052 a výsledného redukovaného napětí v průřezu.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red4}} = \frac{735}{67,9} = 10,8 [-] \quad (4.141)$$

Výsledná hodnota statického bezpečnosti $k_s = 10,8 [-]$ je poměrně vysoká, avšak navolené rozměry i materiály jsou nezbytné pro dosažení alespoň minimální vyhovující hodnoty dynamické bezpečnosti.

Hodnota dynamické bezpečnosti se zjistí ze Smithova diagramu, a to poměru meze únavy součásti s vrubem ku maximálnímu namáhání v počítaném průřezu.



Obr.č.4.11 Smithův diagram [17]

V případě prostého krutu se vychází z následujícího vztahu:

$$k_{ad} = \frac{\tau_{hc}^*}{\tau_h} \quad (4.142)$$

Kde: τ_h je horní napětí provozního cyklu, rovnající se napětí získanému ve výpočtu statické bezpečnosti. V tomto případě 140MPa.

τ_{hc}^* je horní mez únavy materiálu skutečné součásti, zjištěná na základě:

$$\tau_{hc}^* = \tau_{hc} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\tau}{\beta_\tau} \quad (4.143)$$

ε_p - součinitel kvality povrchu [-]

ν_τ - součinitel velikosti součásti [-]

$\beta_{\sigma 1}$ - dynamický součinitel vrubu průřezu [-]

a τ_{hc} je základní mez únavy hladkého vzorku, kterou je možné určit na základě pevnosti v tahu R_m a zatěžujícího napětí zvoleného materiálu a je rovna:

$$\tau_{hc} \approx 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 1030 = 257,5 \text{ MPa}$$

Součinitele ε_p , ν a β se určí dle tabulek [8] na straně 51-53. Vlivy teploty, frekvenčního zatížení a jiné nespecifikované vnější faktory snižující životnost součásti nebudou brány v potaz.

Pro materiál s $R_m = 1030 \text{ MPa}$ a povrchem zhotoveným hrubým leštěním z grafu součinitele jakosti povrchu platí:

$$\varepsilon_p = 0,93 \quad [-]$$

Při zatížení krutem dochází ke zmírnění silových účinků. Toto zmírnění je definované formulí:

$$\varepsilon_p = 0,5 \cdot (1 + \varepsilon_p) = 0,5 \cdot (1 + 0,93) = 0,965 \quad [-] \quad [22]$$

Pro průměr $d = 50 \text{ mm}$ z grafu součinitele velikosti platí:

$$\nu_\tau = 0,77 \quad [-]$$

Pro poměr $\frac{R}{d} = 0,12$ a mez pevnosti materiálu $R_m = 1000 \text{ MPa}$ dle grafu vrubového

součinitele pro krut platí:

$$\beta_\tau = 1,25 \quad [-]$$

$$k_{\tau d} = \frac{\tau_{hc}^*}{\tau_h} = \frac{\tau_{hc}^* \frac{\varepsilon_p \nu_\tau}{\beta_\tau}}{\tau_h} = \frac{257,5 \cdot \frac{0,965 \cdot 0,77}{1,25}}{67,9} = 2,25 \quad [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.144)$$

Zjištěná statická i dynamická bezpečnost je vyhovující. Výslednou bezpečnost pro prosté namáhání smykem se počítat nebude. Vzhledem k zjištěným hodnotám statické a dynamické bezpečnosti je zřejmé, že i hodnota výsledné bezpečnosti je vyhovující.

Volba ložisek Diamantového šroubu

V aplikacích Diamantového šroubu se nepoužívají kuličková ložiska. [3]

Ložiska diamantového šroubu jsou zatěžována axiální silou. Z katalogu ZKL [12] volím jednořadá válečková ložiska NJ314. Vnější kroužek ložisek v provedení NJ má dvě vodící příruby, zatímco vnitřní kroužek je opatřen jednou vodící přírubou. Toto provedení tedy tvoří axiální vedení v jednom směru. Ložiska budou osazena proti sobě.

$$d = 70\text{mm}$$

$$C = 147000\text{ N}$$

$$C_0 = 144000\text{ N}$$

Síla F_a je plně zachycována vlivem ložisek v provedení NJ v aktuálně zatěžovaném ložisku. Z důvodu principu funkce a pohybu podavače lana každé ložisko tuto sílu přenáší v polovičním čase celkového času práce stroje. V průměru tedy za jednotku času přenesou každé ložisko jednu polovinu zatěžující síly:

$$F_{A1} = \frac{F_a}{2} = \frac{137282}{2} = 68641\text{ N} \quad (4.145)$$

Dynamický výpočet

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = X \cdot 0 + 1 \cdot 68641 = 68641\text{N} \quad (4.146)$$

Otáčky ložisek:

Otáčky Diamantového šroubu jsou odvozeny od kinematických podmínek v bodě 4.6, rovnici 4.150.

$$n_s = 23,665\text{ min}^{-1}$$

Životnost ložiska:

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} = \left(\frac{181000}{68641}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 23,665} = 8916\text{ hod} \quad (4.147)$$

Výsledná životnost je násobkem životnosti zbylých ložisek stroje a vyhovuje tedy v rámci požadavků na údržbu.

Statický výpočet

Statický výpočet bezpečnosti se provede pro plné zatížení ložiska.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{F_a} = \frac{144000}{137282} = 1,05 \quad (4.148)$$

$$S_0 = 1,05 > S_{0\min} = 0,4 \quad \text{vyhovuje} \quad (4.149)$$

4.6 Kinematika vodícího zařízení

Pro řádné vedení lana je potřeba synchronizovaného pohybu podavače lana se stoupáním vodících drážek lanového bubnu.

Stoupání závitových drážek bubnu je definováno zadáním práce, vycházejícím z doporučených rozměrů drážek lanových bubnů. Otáčky bubnu byly určeny v bodě 4.1.2 – Volba otáček bubnu.

Stoupání Diamantového šroubu je určeno v bodě 4.5 – Diamantový šroub.

	Buben	Diamantový šroub
Stoupání p [mm]	40	80
Otáčky n [min ⁻¹]	47,33	?

Určení otáček diamantového šroubu

$$n_s = \frac{n_b \cdot p_b}{p_s} = \frac{47,33 \cdot 40}{80} = 23,665 \text{ min}^{-1} \quad (4.150)$$

Potřebný převodový poměr mezi bubnem a Diamantovým šroubem

Otáčky Diamantového šroubu jsou poloviční oproti otáčkám bubnu. Převodový poměr mezi hřídelí bubnu a Diamantového šroubu je tedy roven 2.

$$i_{b\dot{s}n} = \frac{n_b}{n_s} = \frac{47,33}{23,665} = 2 \text{ [-]} \quad (4.151)$$

Volba převodu mezi bubnem a Diamantovým šroubem

Přenos kroutícího momentu z hřídele bubnu na hřídel Diamantového šroubu je řešen prostřednictvím řetězového převodu uloženého pod úhlem cca 14°. Napínání řetězu nelze z důvodu proměnlivé tažné větve řešit pomocí napínacího vodička. Napínání je řešeno změnou vzdálenosti mezi bubnem a podavačem lana.

Potřebný kroutící moment na Diamantovém šroubu pro překonání sil v laně

U výpočtu minimálního kroutícího momentu potřebného pro překonání síly vyvozeného lanem vycházíme z klíčové síly F_{AY} znázorněné na obr.č.4.10. Síla je vypočítána v bodě 4.5, rovnici 4.124. Třecí odpory při výpočtu se neuvažují.

$$M_{KFA} = F_{AY} \cdot \left(\frac{d_3}{2} + v - y_T \right) = 14155 \cdot \left(\frac{118}{2} + 0,75 - 16,149 \right) = 617172 \text{ N} \cdot \text{mm} = 617,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.151)$$

Potřebný kroutící moment na bubnu pro překonání síly v laně

$$M_{KB} = F_L \cdot \frac{D_s}{2} = 700000 \cdot \frac{0,915}{2} = 320250 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.152)$$

4.7 Volba pohonu

Z důvodu potřeby překonání vysokého kroutícího momentu na hřídeli bubnu je třeba volit elektromotor s převodovkou.

Vybírat lze z široké kombinace elektromotorů a převodovek. Požadovaný výstupní moment na převodovce je přitom funkcí výkonu a otáček výstupní hřídele elektromotoru a finálního převodového poměru převodovky. S nižším výkonem elektromotoru je potřeba volit převodovku s vyšším převodovým poměrem a naopak. Limitujícím faktorem pro maximální použitelný převodový poměr jsou potřebné otáčky na výstupní hřídeli převodovky, které by měly být minimálně shodné s požadovanými otáčkami bubnu o hodnotě $47,33 \text{ min}^{-1}$.

Vlivem vysokých momentů na lanovém bubnu je nutné volit vysoce-výkonný elektromotor s průmyslovou převodovkou.

Volba průmyslové převodovky:

Přibližný nominální převodový poměr převodovky

Předpokládané otáčky elektromotoru: $1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Předpokládané výstupní otáčky na hřídeli převodovky: $50 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

$$i = \frac{n_{\text{evs}}}{n_{\text{pvy}}} = \frac{1500}{50} = 30 [-] \quad (4.153)$$

Z katalogu společnosti Nord [18] volím průmyslovou převodovku s označením SK 15307/28

Převodový poměr i [-]	Vstupní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	Výstupní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	Nominální točivý moment [$N \cdot m$]	Nominální výkon [kW]
25	1500	60	273000	1682

Volba elektromotoru:

Z katalogu společnosti ABB [19] volím vysokonapěťový indukční elektromotor IEC NXR 450MP4. Jeho parametry jsou:

$$P = 1600 \text{ kW}$$

$$M_T = 10243 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n = 1492 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{pr} = 25$$

Přepočet výstupních parametrů průmyslové převodovky

$$M_{KV} = M_T \cdot i_{pr} = 10243 \cdot 25 = 256075 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.154)$$

Potřebný krouticí moment na hřídeli bubnu

$$M_{KB\min} = M_{KFA} + M_{KB} = 617,2 + 320250 = 320867,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.155)$$

při $n_b = 47,33 \text{ min}^{-1}$

Kontrola přivedeného kroutícího momentu na hřídel bubnu

$$M_{KBsk} = M_{KV} \cdot i_{ps} \cdot \eta_L \cdot \eta_P \quad (4.156)$$

Teoretický převodový poměr, jehož je potřeba dosáhnout

Z výpočtů 4.154 a 4.155 je patrné, že pro překonání odporových sil na bubnu a podavači lana je potřeba přenášet výkon z převodovky elektromotoru na hřídel bubnu mechanickým převodem s převodovým poměrem do pomala, nebo-li do síly (reduktor). Toho se dosáhne při volbě parametrů řetězového převodu.

Teoretický převodový poměr řetězového převodu

$$i_{pt} = \frac{M_{KTE\min}}{M_{KV}} = \frac{320867,2}{256075} = 1,253 \text{ [-]} \quad (4.157)$$

Obvodová rychlost řetězu:

$$v = \varpi \cdot \frac{D_{R1}}{2} = \frac{\pi \cdot D_{R1} \cdot n_{EP}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 60}{60} = 1,26 \frac{\text{m}}{\text{s}} \Rightarrow z_1 = 17 \text{ [-]} \quad (4.158)$$

Počet zubů řetězového kola na hřídeli bubnu

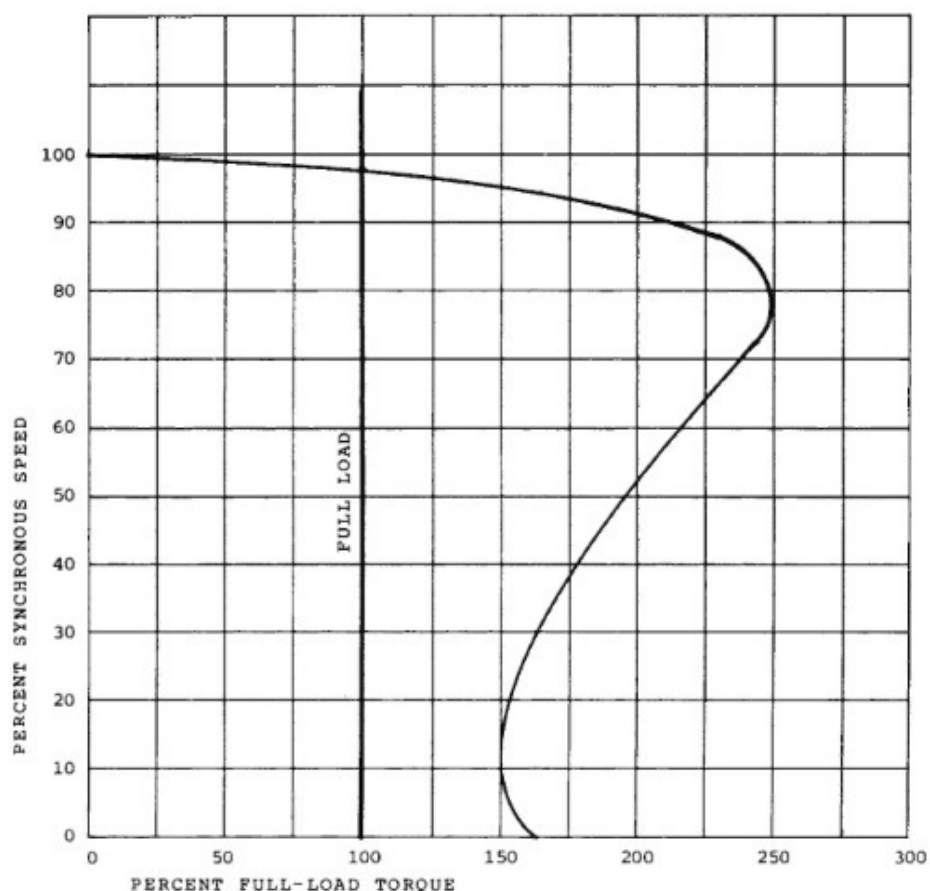
$$i_{pt} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i_p = 17 \cdot 1,253 = 21,301 \Rightarrow z_2 = 22 \text{ [-]} \quad (4.159)$$

$$i_{ps} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{22}{17} = 1,294 \text{ [-]} \quad (4.160)$$

$$M_{KBsk} = 256075 \cdot 1,294 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 321486,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.161)$$

$$M_{KBsk} = 321486 \text{ N} \cdot \text{m} \geq M_{KB\min} = 320867 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.162)$$

Výsledek 4.162 potvrzuje schopnost zvoleného elektromotoru překonat všechny odpory při konstantním navíjení lana. Dynamický rozběh elektromotoru pod zatížením je možný díky jeho charakteristice zvýšeného točivého momentu při jeho rozběhu. Momentová charakteristika indukčního elektromotoru je znázorněna na obr.č.4.12.



Obr.č.4.12 Momentová charakteristika vysokonapěťového indukčního elektromotoru [20]

Kontrola přivedeného kroutícího momentu na hřídel Diamantového šroubu

$$M_{KSsk} = M_{KBsk} \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L = 321486,5 \cdot 2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 623812,4 N \cdot m \quad (4.163)$$

$$M_{KSsk} = 623812,4 N \cdot m \geq 617,2 N \cdot m \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.164)$$

5. Mazání a údržba

Klíčovým místem ohledně mazání je kontakt Diamantového šroubu s jazýčkem jezdce, v němž dochází k přenosu silových účinků mezi Diamantovým šroubem a podavačem lana.

Z důvodu vysokých zatěžujících momentů nebylo možné použít kombinaci materiálů se vzájemně nízkým smykovým třením. Diamantový šroub i jazýček jsou vyrobeny z oceli.

Požadavky na mazání jsou dány z valné části provozními podmínkami. Ty nejsou součástí zadání. Z toho důvodu návrh mazání zahrnuje to nejjednodušší řešení, a to za použití mazacích past. Mazací pasta je tuk s obsaženými pevnými látkami ve vyšším množství, než je tomu u konvenčních grafitových tuků. Na základě výsledných vlastností tuků se používají pevné příměsi ve formě MoS_2 , grafitu, PTFE a mědi.

Pro aplikace pohybových šroubů se používá mazání převážně tuhými pastami, jelikož oproti mazání oleji a tuky nabývají výrazných předností, a to:

- Lepší teplotní stálostí
- Nedocházejícímu „vykrvácením“, tj. ztrátou mazací kapaliny
- Lepší antikorozi ochranou
- Lepším utěsněním

Volba vhodného paliva je velkou měrou závislá na provozní teplotě šroubového mechanismu. Pro aplikaci Diamantového šroubu s předpokládanými provozními teplotami od 0°C do 300°C volím pastu MOLYDUVAL Quick Paste [21]. Jedná se o vysoce výkonnou montážní pastu pro čepy a šroubová spojení s vysokým podílem vysoce jemné a čisté složky MoS_2 , která se vyznačuje velmi nízkými součiniteli tření, které s rostoucími tlaky dále klesají. Tato pasta je stálá pro teplotní rozsahy -35°C až 450°C . Výhodou této pasty je i dostupnost ve formě spreje, jehož použití usnadňuje pravidelné manuální domazávání závitů Diamantového šroubu.

V případě požadavku na aktivní mazání by bylo možné aplikovat před místo styku Diamantového šroubu a jazýčku jezdce výpusť mazací složky tlačené zubovým čerpadlem poháněným elektromotorem osazeným na navijáku.

Snížení tření mezi tělesem jezdce a nosnými tyčemi je řešeno nalisovanou vložkou z ořezvzdorného materiálu s dostatečnou odolností v tlaku.

V rámci údržby je vyžadováno pravidelné čištění a domazávání Diamantového šroubu pomocí spreje, kontrola stavu řetězových převodů mezi hřídeli elektromotoru, lanového bubnu a Diamantového šroubu a kontrola ložisek, jejichž životnost je navržena v násobcích 4000 pracovních hodin. Rovněž je nezbytná kontrola stavu lana, brzdy bubnu a dalších komponent, které nejsou součástí této práce.

6. Navržené zařízení

Navržené zařízení je navrženo s ohledem na maximální životnost lana, jednoduchost konstrukce, minimalizaci rozměrů a snadný přístup k jednotlivým komponentám zařízení za účelem snadné údržby. Zařízení je navrženo modulárně, což umožňuje zaměnitelnost a vyměnitelnost jednotlivých dílů a modulů. Moduly jsou navzájem spojeny šroubovou vazbu.

Legenda k obrázkům kapitoly 6

Červená: vodící válečky

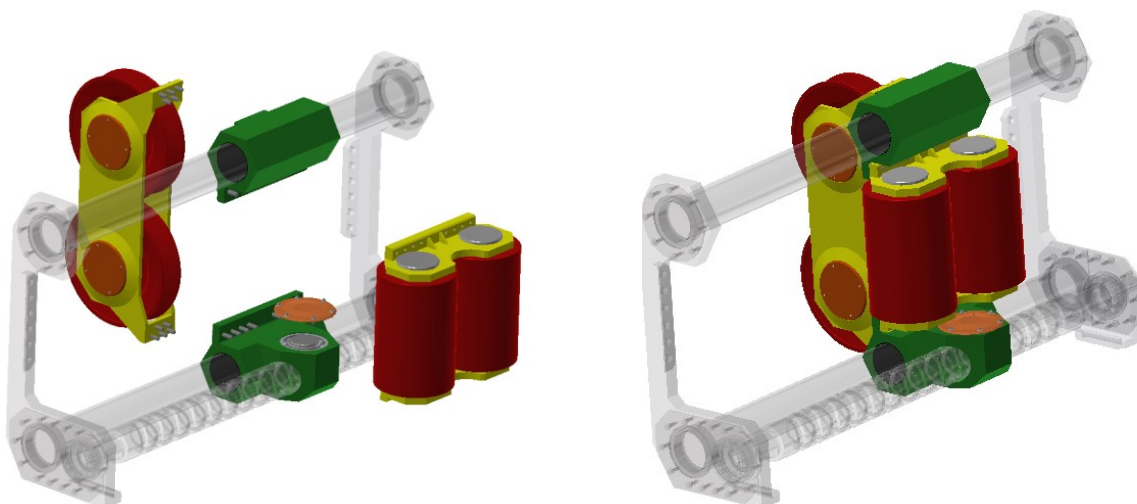
Žlutá: Rám vodících válečků

Zelená: Rám pro umístění modulů

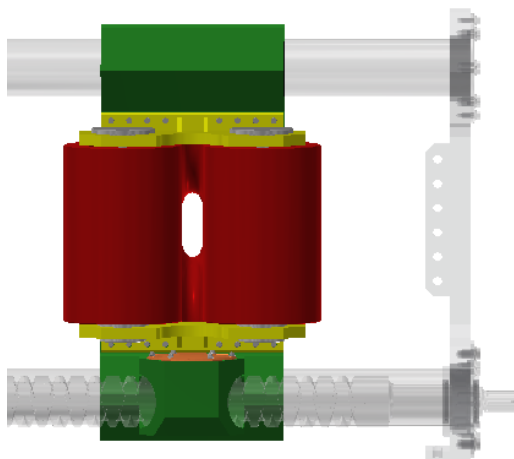
Oranžová: Kryty

Černá: Kluzné vložky

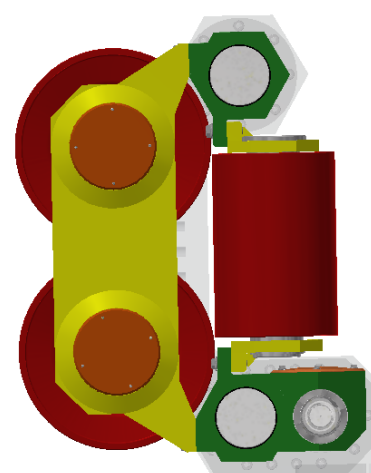
Detail modulárního řešení podavače lana



Obr.č.6.1 Moduly podavače lana v rozloženém (vlevo) a složeném (vpravo) stavu



Obr.č.6.2 Pohled na výsledný vstupní prostor lana



Obr.č.6.3 Pohled na podavač z řezu

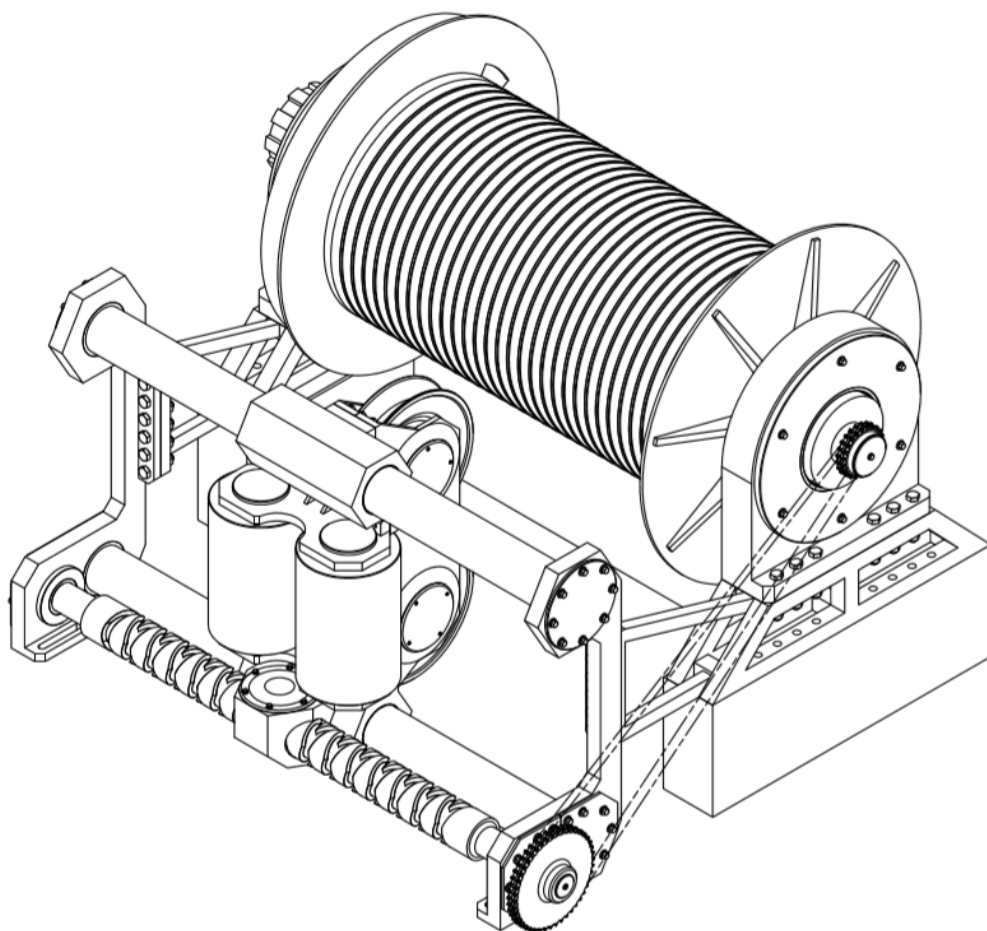
7. Závěr

Všechny cíle definované zadáním diplomové práce byly bezesbýtku naplněny. Hodnoty nedefinované zadáním byly vhodně zvoleny s ohledem na předpokládaný účel a funkci zařízení.

Práce se zabývala zejména klíčovými prvky vedení lana na buben, tj. mechanismu podavače lana usměrňujícího navíjení lana v přesně vymezeném směru na vedení lana na bubnu a vyvození nekonečně-vratného pohybu podavače lana, jehož bylo docíleno aplikací mechanismu Diamantového šroubu. Okrajově byla dále navržena funkční část běhounu bubnu a pohon celého zařízení.

Úvodní část práce znázornila nejrozšířenější mechanismy přesného vedení šroubu s popisem jejich výhod a nevýhod. Další část se již zabývala designem v této práci řešeného vodícího mechanismu, tj. volbou typu mechanismu pro vyvození samostatně-vratného pohybu, uspořádání podavače lana, volbou designu pracovní části bubnu i pohonem celého zařízení.

Výpočtová část se zabývala rozměrovým návrhem a kontrolou nejdůležitějších komponent soustavy. Rozměrové optimalizace a dimenzování bylo dosaženo základními analytickými výpočty bez použití pokročilých metod kontrolních výpočtů ve formě MKP, které se nevešly do rozsahu práce.



Obr.č.7.1 Úplný model navrženého zařízení

8. Seznam použité literatury

- [1] *INTERNATIONAL CRANES AND SPECIALIZED TRANSPORT* [online]. SC&RA, 2013 (1) [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/lebus-international-engineers/international-cranes-specialized-transport/125397-608027.html#open>
- [2] *Screw Levelwinder: THE LEBUS® DIAMOND SCREW LEVELWINDER* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.lebus-germany.com/screw-levelwinder.aspx>
- [3] *Self reversing screws* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.abssac.co.uk/p/Self+reversing+screws/8/#.WlpamqjibIW>
- [4] *Reversing Actuators: Ball Reverser* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.mnaerospace.com/mecReverseAct.html>
- [5] *Self-reversing Screws* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.bornemann-gewindetechnik.de/en/products/self-reversing-thread/>
- [6] Ramon. *Traction winch for vessel* [online]. In: . [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/winch-16>
- [7] *THE LEBUS SPLIT SLEEVE SYSTEM* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.lebus-germany.com/split-sleeve-system.aspx>
- [8] LEINVEBER Jan a Pavel VÁVRA, *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření, 4. dopl. vyd., Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 9788073610517.*
- [9] *Tyčová ocel tažená za studena kruhová* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/cz/nas-sortiment/tycova-ocel-tazena-za-studena---kruhova/>
- [10] *TEORIE – KOMBINOVANÁ NAMÁHÁNÍ* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://mechanika2.fs.cvut.cz/sources_old/pp1/teor52.htm
- [11] SVOBODA, Martin. *Dimenzování strojních součástí: Věda pro život, život pro vědu* [online]. 5.3.2015, (CZ.1.07/2.3.00/45.0029), 32 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://www.csvs.cz/projekty/2014_veda_pro_zivot/KA3_prilohy/prezentace-k-prednaskam/16B_Martin%20Svoboda_Dimenzovani%20strojnich%20soucasti.PDF
- [12] *Katalog ZKL: ložiska* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>
- [13] *Integral Winch Spooling Gear* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: https://www.exportimes.com/products/Integral-Winch-Spooling-Gear_9488.html

- [14] *Design tool user guide: Design of power screws* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://www.bornemann-gewindetechnik.de/wordpress/wp-content/themes/blank-responsive-bootstrap-wordpress-theme/auslegungstool/pdf/user-guide-design-tool_en.pdf
- [15] *Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [16] *PRUŽNOST A PEVNOST: Dynamická bezpečnost součástí* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/PRU%C5%BDNOST/27_PRUZNOST_A_Dynamick%C3%A1%20bezpe%C4%8Dnost%20sou%C4%8D%C3%A1sti.pdf
- [17] *PRUŽNOST A PEVNOST: Dynamická bezpečnost* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/PRU%C5%BDNOST/26_PRUZNOST_A_Dynamick%C3%A1%20bezpe%C4%8Dnost.pdf
- [18] *Katalog NORD: MAXXDRIVETM Large Industrial Gear Units* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1050_Global_5060Hz_EN_4317.pdf
- [19] *Katalog ABB: High voltage induction motors Technical catalog for IEC motors* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://search-ext.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK103508&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch>
- [20] *Induction Motor Characteristics (Electric Motor)* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://what-when-how.com/electric-motors/induction-motor-characteristics-electric-motor/>
- [21] *Katalog: MOLYDUVAL® speciální maziva* [online]. [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: http://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/mazaci_pasty_pro_srouby_a_cepy.pdf
- [22] Moravec, Vladimír a Pišťáček, Daniel. VŠB-TU Ostrava. *Pevnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava, 2013.
- [23] KALÁB, Květoslav. VŠB-TU Ostrava. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonu strojů*. Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-1860-3.

9. Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy DP-NM

Příloha 2 – Sestava DP-NM.3

Příloha 2.1 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.1

Příloha 2.2 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.2

Příloha 2.3 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.3

Příloha 2.4 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.4

Příloha 2.5 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.5

Příloha 2.6 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.6

Příloha 2.7 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.7

Příloha 2.8 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.8

Příloha 2.9 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.9

Příloha 2.10 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.10

Příloha 2.11 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.11

Příloha 2.12 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.12

Příloha 2.13 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.13

Příloha 2.14 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.14

Příloha 2.15 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.15

Příloha 2.16 – Výrobní výkres součásti DP-NM.3.16

Příloha 3 – Výrobní výkres součásti DP-NM.5

Příloha 4 – Výrobní výkres součásti DP-NM.6

Příloha 5 – Výrobní výkres součásti DP-NM.9

Příloha 6 – Výrobní výkres součásti DP-NM.10

Příloha 7 – Výrobní výkres součásti DP-NM.12

Příloha 8 – Výrobní výkres součásti DP-NM.13

Příloha 9 – Výrobní výkres součásti DP-NM.14

Příloha 10 – Výrobní výkres součásti DP-NM.15

Příloha 11 – Výrobní výkres součásti DP-NM.16

Příloha 12 – DVD+R s obsahem:

- 3D model zařízení
- Prezentace práce